

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Rekonstrukce mazání podvozků jeřábů ocelárny
Reconstruction of the crane chassis lubrication system in
steelworks

Student:

Lukáš Adolt

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jan Blata

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Adolt**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2301R023 Technická diagnostika, opravy a udržování
Specializace: 70 Technická diagnostika, opravy a udržování
Téma: **Rekonstrukce mazání podvozků jeřábu ocelárny**
Reconstruction of the Crane Chassis Lubrication System in Steelworks

Zásady pro vypracování:

Zajištění správné funkce mazání je jednou z nejdůležitějších funkcí zajišťujících dlouhý a bezporuchový provoz strojních zařízení. V bakalářské práci se zabývejte problematikou mazání, mazacích systémů i vhodných maziv použitelných v daných podmínkách. Navrhněte vhodnou konstrukční variantu pro mazání podvozků jeřábu ocelárny.

V rámci zadání zpracujte:

1. Rešerši a analýzu dané problematiky.
2. Ideově technický návrh řešení dané problematiky.
3. Zpracujte aplikaci na daný objekt.
4. Proveďte konkrétní provozní vyhodnocení.

Další bližší specifikace provede vedoucí bakalářské práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

JENČÍK, J. – VOLF, J. A KOL.: *Technická měření*. ČVUT v Praze 2003, 212 s., ISBN 80-01-02138-6

HELEBRANT, F., ZIEGLER, J., MARASOVÁ, D. *Technická diagnostika a spolehlivost I - Tribodiagnostika*. 1. vydání, Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2001, 158 s. ISBN 80-7078-883-6.

ŠAFR, E. *Technika mazání*. 2. dopl. vydání, SNTL Praha - Nakladatelství technické literatury, Praha, 1970. 381 s. 04-010-70

KOPÁČEK, J. *Technická diagnostika hydraulických mechanismů*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. 159 s. ISBN 80-03-00308-3.

BLÁŠKOVÍČ, P. – BALLA, J. – DZIMKO, M. : *Tribológia*. ALFA Bratislava 1990, 360 s. *Podkladové materiály*. firem Špondr CMS, s.r.o., TRIBOTEC, s.r.o, apod.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jan Blata**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 19. 5. 2011.



podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití školního díla a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou/bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 19.5.2011.

Lukáš Adolft

podpis studenta

Jméno a příjmení studenta:

Lukáš Adolft

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Pod školou 131, Frýdek-Místek, 738 01

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ADOLT, Lukáš. *Rekonstrukce mazání podvozků jeřábů ocelárny*. VŠB-TU Ostrava, 2010. 54 s. Bakalářská práce. VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování. Vedoucí práce: Blata, J.

Bakalářská práce se zabývá rekonstrukcí mazání podvozků licích jeřábů v ocelárně ve firmě Arcelor Mittal, zejména pak problematikou nadměrného opotřebování kluzných ložisek umístěných v hnacích kolech jeřábu. Bakalářská práce obsahuje rozdělení a popis mostových jeřábů, zásady pro jejich konstrukci, zásady pro konstrukci kluzných ložisek a pokyny pro volbu vhodného maziva. Dále je zde obsažen popis jednotlivých problémů. Cílem bakalářské práce je identifikovat jednotlivé problémy způsobující opotřebení a vytvořit návrhy pro odstranění nebo minimalizaci následků těchto problémů.

ANNOTATION OF THE WORK

ADOLT, Lukáš. *Reconstruction of the crane chassis lubrication system in steelworks*. VŠB-TU Ostrava, 2010. 54 p. Thesis. VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Production Machines and Design. Supervisor: Blata, J.

The bachelor thesis deals with the reconstruction of chassis lubrication system on casting crane in steelworks in the Arcelor Mittal, especially problems of excessive punishment friction bearings located in powered crane wheels. The bachelor thesis contains a partition and description of the cranes, principles for construction, and principles for construction of the sliding bearings, and instructions for option appropriate lubricant. Next is included description of separate problems. The aim of this work is to identify specific problems causing wear and develop proposals to eliminate or minimize the consequences of these problems.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	9
Úvod.....	11
1 Rešerše a analýza daného stroje	12
1.1 Úvod do teorie jeřábů	12
1.2 Mostové jeřáby	12
1.2.1 Normální jeřáby s hákem (běžné)	12
1.2.2 Mostové jeřáby drapákové a magnetové.....	14
1.2.3 Mostové jeřáby zvláštní konstrukce.....	15
1.2.4 Hutní mostové jeřáby.....	16
1.3 Konstrukce mostových jeřábů.....	21
1.3.1 Výpočet podle dovolených namáhání (dle ČSN 27 0101).....	21
1.3.2 Výpočet podle mezních stavů (dle ČSN 27 0103).....	22
1.4 Kluzná ložiska a volba vhodného mazání.....	27
1.4.1 Kluzná ložiska.....	27
1.4.2 Opatření a zadírávání ložiska.....	27
1.4.3 Konstrukce kluzných ložisek.....	28
1.4.4 Maziva pro kluzná ložiska.....	29
1.5 Analýza daného stroje	30
1.5.1 Popis řešené problematiky	32
1.5.2 Popis jednotlivých problémů	32
1.6 Historie firmy Arcelor Mittal	36
2 Ideově technický návrh řešení dané problematiky.....	38
2.1 Dílčí návrh č. 1.....	38
2.2 Dílčí návrh č. 2.....	40
2.2.1 Výpočet zatížení pouzdra	41
2.3 Dílčí návrh č. 3.....	44
2.3.1 Původní stav - $d = 240 \text{ mm}$	44
2.3.2 Upravený stav - $d = 240 \text{ mm}$	46
2.3.3 Upravený stav - $d = 255 \text{ mm}$	47
2.3.4 Upravený stav - $d = 270 \text{ mm}$	48

3	Aplikace na daný objekt	49
3.1	Výměna plastického maziva	49
3.2	Změna konstrukce ložiska	49
3.3	Změna rozměrů pojezdového kola	49
4	Konkrétní provozní vyhodnocení	50
	Seznam příloh	51
	Seznam použité literatury.....	52

Seznam použitých značek a symbolů

ČSN	česká státní norma	[-]
D	průměr kola	[mm]
d	vnější průměr ložiska	[mm]
d ₁	průměr čepu	[mm]
F	zatížení ložiska	[N]
HB	tvrdost podle Brinella	[-]
H _i	zdvihová třída jeřábu	[-]
H _{tp}	vodorovná boční síla od příčení jeřábu nebo kočky	[-]
k	koeficient bezpečnosti	[-]
k _m	koeficient materiálových vlastností	[-]
k _p	koeficient pracovního prostředí	[-]
k _z	koeficient zatěžovacích podmínek	[-]
k ₁	koeficient funkce parametrů A, B, C	[-]
k ₂	koeficient funkce parametrů D, E	[-]
l	délka ložiska	[m]
L	rozpětí jeřábu nebo rozchod kočky	[m]
n _k	otáčky pojezdového kola	[s ⁻¹]
n _v	součinitel zatížení	[-]
NHKG	Nová huť Klementa Gottwalda	[-]
p	tlak	[MPa]
p _D	dovolený tlak	[MPa]
p _{Dmax}	maximální dovolený tlak	[MPa]
R _m	mez pevnosti	[MPa]
S	rozvor kol	[m]
v	rychlost	[m.s ⁻¹]
v _č	rychlost čepu	[m.s ⁻¹]
v _h	zdvihová rychlost	[m.s ⁻¹]
v _p	rychlost pojezdu	[m.s ⁻¹]
v _t	pojezdová rychlost	[m.s ⁻¹]
γ	součinitel zatížení lávek, žebříků a schodů	[-]
γ _G	součinitel zatížení	[-]
γ _i	součinitel zatížení pro břemeno	[-]
γ _{lo}	součinitel zatížení	[-]
γ _n	součinitel zatížení od nárazu	[-]
γ _t	součinitel teplotního zatížení	[-]
γ _{tp}	součinitel zatížení od příčných sil	[-]

δ_h	dynamický součinitel zdvihový	[-]
δ_t	dynamický součinitel pojezdový	[-]
λ	součinitel příčeni jeřábu (kočky)	[-]
ΣK	zatížení kol nebo vahadel	[N]

Úvod

Správná funkce mazání je jedním z nejdůležitějších faktorů, které zajišťují dlouhý a bezporuchový provoz technických zařízení. Pro zajištění kvalitního mazání je proto důležité věnovat pozornost volbě vhodného maziva a mazacího systému, stejně tak je potřeba zaměřit se na jednotlivé členy tribologického uzlu a prozkoumat jejich vzájemné vztahy.

Podcenění problematiky mazání technických zařízení může vést k milionovým škodám a odstávkám výroby, které se negativně promítnou do finanční situace společnosti.

Bakalářská práce se zabývá rekonstrukcí mazání podvozků mostových jeřábů s nosností 360 tun, pracujících v hale ocelárny firmy Arcelor Mittal Ostrava, a.s., teoretická část práce obsahuje popis jednotlivých druhů mostových jeřábů, způsob výpočtu jeřábových konstrukcí, popis konstrukce kluzných ložisek, volbu vhodného mazání a historii firmy Arcelor Mittal Ostrava, a.s. V praktické části se budu věnovat analýze daného problému s mazáním jeřábových podvozků, jednotlivými návrhy řešení a pokyny pro vyřešení dané problematiky.

1 Rešerše a analýza daného stroje

1.1 Úvod do teorie jeřábů

Jeřáby jsou technická zařízení, která slouží ke svislé i vodorovné přepravě břemen ve vymezeném prostoru, případně k jejich držení v požadované pozici. Jsou neoddělitelnou součástí lehkého i těžkého průmyslu, staveb i logistiky.

Jelikož se tato bakalářská práce týká mostových jeřábů, budu se podrobněji zabývat pouze jimi.

1.2 Mostové jeřáby

Mostovými jeřáby nazýváme ty druhy jeřábů, u nichž nosnou ocelovou konstrukci tvoří jeřábový most, který pojíždí po vyvýšené jeřábové dráze, nahoře na mostě, uvnitř nebo i dole pojíždí jeřábová kočka, výjimečně podvozek s otočným výložníkem, nosnost od 1 do 320 tun, podle tvaru nebo účelu jsou jeřáby normální s hákem, drapákové a magnetové, zvláštní konstrukce a hutní. [2]

1.2.1 Normální jeřáby s hákem (běžné)

Břemeno se zdvihá hákem prostřednictvím vazacích prostředků nebo břemenového magnetu, kočka má jeden nebo více háků, tyto jeřáby pojíždějí po horních plochách kolejové dráhy, jsou jednonosníkové nebo vícenosníkové, pohon ruční nebo elektrický. [2]

Ruční mostové jeřáby s hákem

Použití v lehkých provozech, nosnost do 20 tun, rozpětí asi 11 metrů. [2]

Ruční mostový jeřáb jednonosníkový

Po spodní přírubě pojíždí vozík se zavěšeným nebo vestavěným ručním kladkostrojem s mechanickým posuvem, do nosnosti 1 tuny má jeřáb lankový pojezd, u větších nosností mají mechanický pohon ovládaný řetízky a kladkostroj s mechanickým posuvem nosnosti od 1 do 5 tun. [2]

Ruční mostový jeřáb dvounosníkový

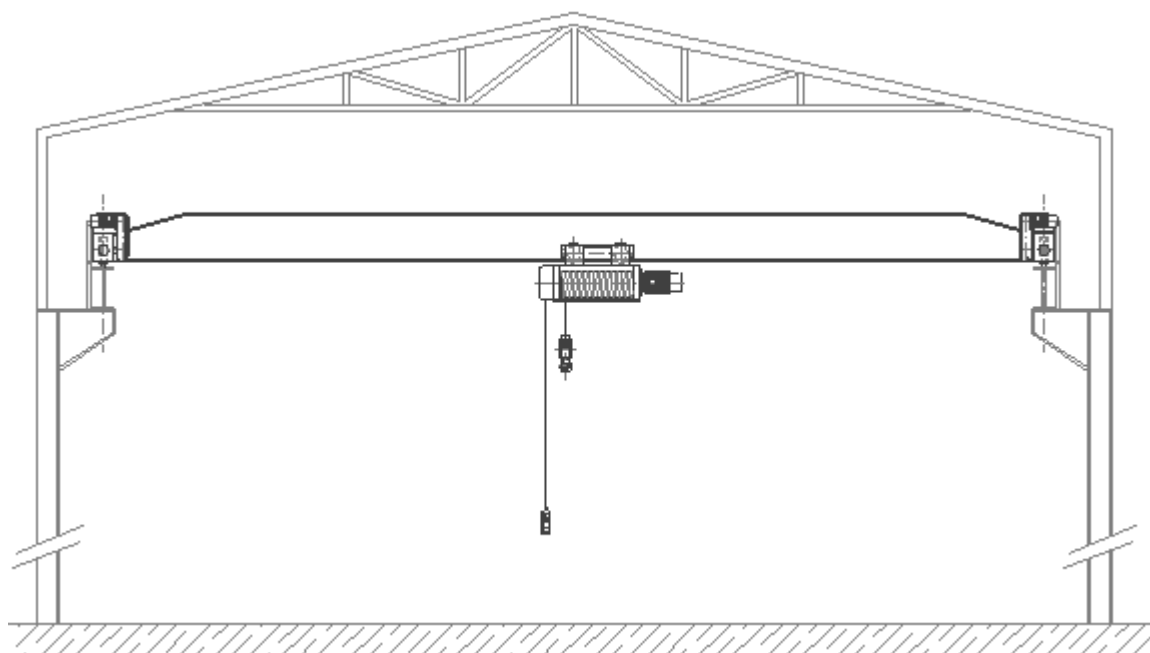
Používaný především tam, kde není elektrický proud, dvoukolejnicová kočka pojíždí nahoře po mostě, má zavěšený nebo vestavěný kladkostroj, nosnosti od 5 do 20 tun. [2]

Elektrické mostové jeřáby s hákem

Nejrozšířenější druh jeřábů, k přemísťování kusových břemen, jako dílenské jeřáby, také jako jeřáby nýtovací nebo na zvedání lokomotiv, stavějí se jako jednonosníkové i vícenosníkové, nosnost od 1 do 500 tun, rozpětí až 40 metrů. [2]

Elektrické mostové jeřáby jednonosníkové s podvěsnou kočkou

Pojezd buď s ručním, nebo elektrickým pojezdem a elektrickým kladkostrojem, pro lehký a střední provoz, pro těžší provoz je třeba snížit nosnost o 40-50 %, nosnost od 1 do 5 tun. [2]



Obr. 1.1 - Mostový jeřáb s podvěsnou kočkou [13]

Elektrické mostové jeřáby jednonosníkové skříňové

Úspora 20 % materiálu oproti klasické konstrukci, zlepšená ochrana proti korozi, mají různé průřezy, při symetrickém uspořádání kočky se dosahuje příznivého zatížení, ale stavební výška je velmi velká, což má zdvih na celkovou výšku zdvihu, při tomto uspořádání je obtížné umístění pomocného zdvihu nebo drapáku, tuto nevýhodu odstraňuje nesymetrický nebo konzolový tvar kočky, avšak kromě ohybu je nosník namáhán i krutem. [2]

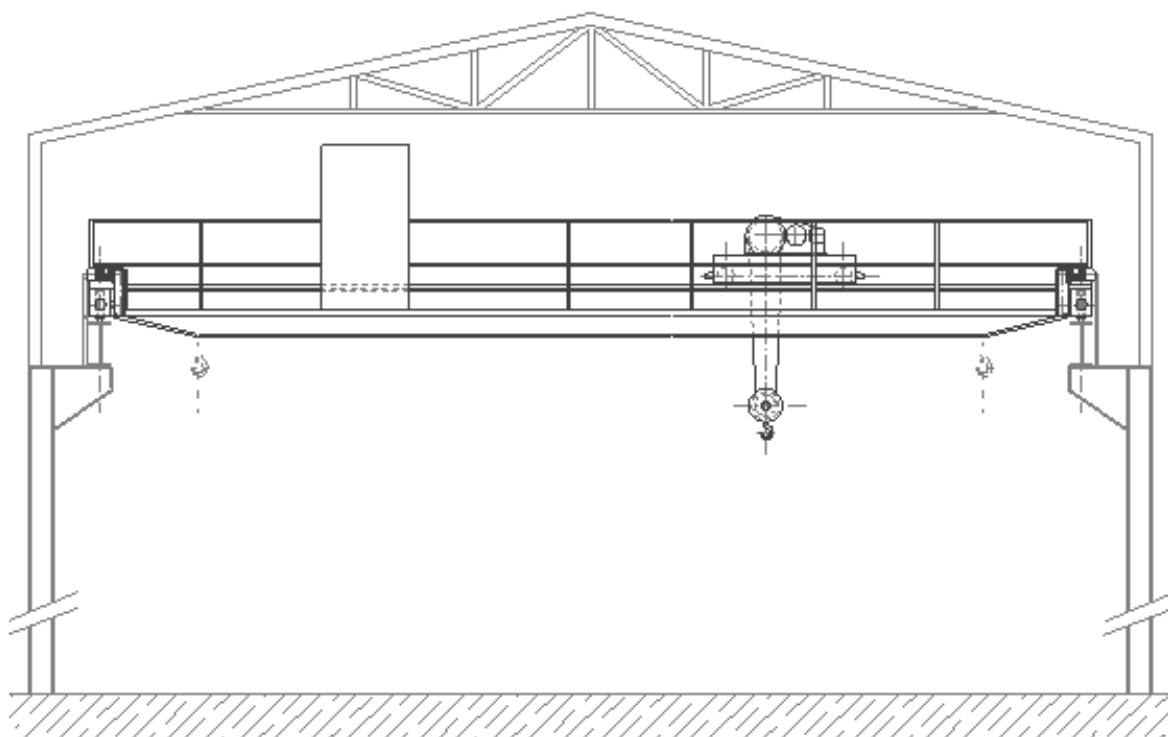
Elektrické mostové jeřáby dvounosníkové typizované s normální kočkou

Nejpoužívanější mostové jeřáby v montážních dílnách, ve skladech, skládkách, má dva hlavní skříňové nosníky, které zachycují i horizontální síly a odolávají kroucení, nevyžadují vysoký průjezdný profil, pojízďecí ústrojí je opatřeno dvěma motory a dvěma brzdami, které brzdí současně, možnost vnitřního i venkovního použití, nosnost od 5 do 320 tun. [2]

Elektrické mostové jeřáby dvounosníkové s kočkou uvnitř mostu

Konstrukce je tvořena dvěma nosníky, mezi nimiž je zavěšena jízdní dráha kočky, to umožňuje nízkou stavební výšku, rozpětí přes 30 metrů, tuhost jeřábu je velmi dobrá, jeřáb je nejčastěji řízen z kabiny, která může pojíždět s kočkou, aby měl jeřábník přehled,

nebo může být napevno upevněna na konstrukci mostu, zejména se používají jako nádvorní jeřáby. [2]



Obr. 1.2 - Mostový jeřáb s kočkou uvnitř mostu [13]

Elektrické mostové jeřáby dvounosníkové s kladkostrojovou kočkou

Most je složen z válcovaných nebo plnostěnných nosníků, po nichž pojíždí kočka, na rámu kočky je uložen elektrický kladkostroj, toto umožňuje stavět jeřáby s větším rozpětím než jeřáby jednonosníkové, nosnost od 1 do 12,5 tun. [2]

Elektrické mostové jeřáby čtyřnosníkové

Tato konstrukce se používá u netypizovaných jeřábů, konstrukci mostu tvoří dva hlavní a dva lávkové nosníky, tyto mohou být plnostěnné nebo příhradové, kočka pojíždí po hlavních nosnících, výjimečně pojíždí dole mezi hlavními nosníky po samostatné jízdni dráze. [2]

1.2.2 Mostové jeřáby drapákové a magnetové

Mostové jeřáby magnetové

Jsou to vlastně mostové jeřáby s hákem, přizpůsobené pro provoz s břemenovým magnetem, pouze mají navíc kabelový buben pro přívod proudu a měnič střídavého proudu na stejnosměrný, nosnost magnetového jeřábu udává hák, na němž je magnet zavěšen, nejčastěji se používají na skládkách šrotu. [2]

Mostové jeřáby drapákové

Jsou to jeřáby s dvoulanovými čelistovými drapáky, které jsou trvale zavěšeny na jeřábu, sytké hmoty se překládají dvoučelistovými drapáky, kusové hmoty a šrot se překládá vícečelistovými drapáky, od mostových jeřábů s hákem se liší pouze tvarem kočky, most má obvyklý tvar, řízení z koše, nebo z kabiny řidiče, zavěšené na mostě, při větších rozpětích nad 25 metrů se kabina zavěšuje na kočku, nebo vně nosníku. [2]



Obr. 1.3 - Mostový jeřáb drapákový [14]

Mostové jeřáby magnetodrapákové

Místo dvou jeřábů (magnetového a drapákového) bývají na šrotištích mostové jeřáby buď se dvěma kočkami (magnetovou a drapákovou), nebo s jednou kočkou, která má magnetové i drapákové zdvihací ústrojí, drapáky bývají vícečelistové. [2]

1.2.3 Mostové jeřáby zvláštní konstrukce

Moderní vnitropodniková doprava a manipulace vyžaduje mnohdy i zvláštně konstruované jeřáby, patří mezi ně jeřáby podvěsné, jeřáby s větším polem působnosti a jeřáby stohovací. [2]

Mostové jeřáby s větším polem působnosti

Používají se tehdy, kdy je potřeba přenášet materiál do sousedních polí, to umožňují jeřáby s otočnou kočkou nebo výsuvným ramenem. [2]

Jeřáby s otočnou kočkou

Most je obvyklé konstrukce (skříňový, nebo příhradový), otočná kočka má jednak neotočný rám s pojížděcím ústrojím, jednak otočnou část se zdvihacím ústrojím

s výložníkem, který je uspořádán pod jeřábovým mostem, může být otočný na točnici nebo na sloupu, který je pevný nebo otočný, jejich konstrukce je těžká a drahá. [2]

Jeřáby s výsuvným ramenem

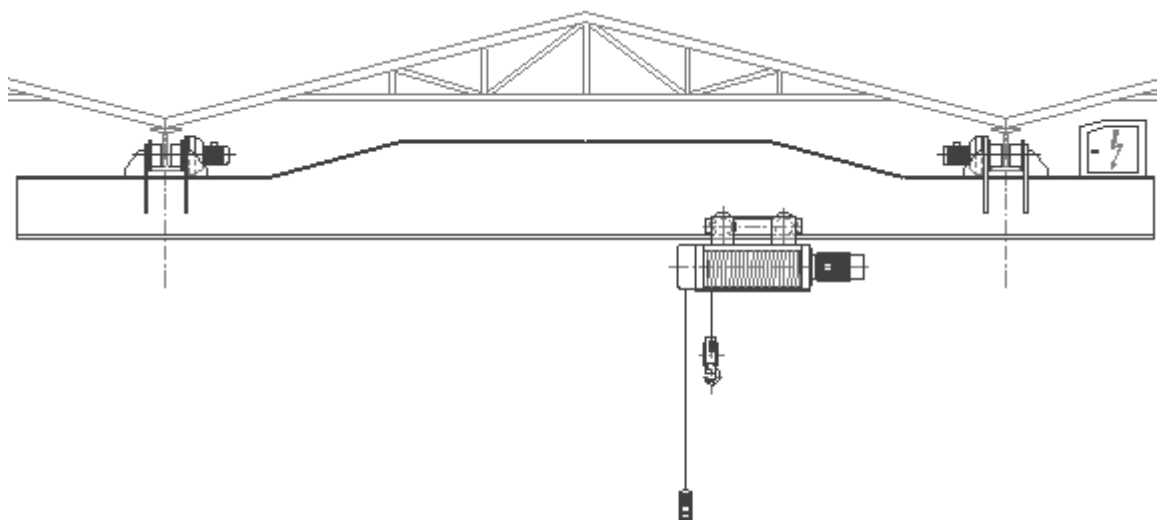
Princip je obdobný jako u jeřábu s otočnou kočkou, ale místo otočného výložníku je použité neotočné dvojité rameno, uvnitř tohoto ramena pojíždí vlastní kočka, v krajní poloze rameno zasahuje do sousedních polí, tento jeřáb se už nevyužívá, protože pro větší nosnosti se nehodí a do nosnosti 5 tun jsou výhodnější jeřáby podvěsné. [2]

Mostové jeřáby stohovací

Jsou určeny především pro manipulaci s paletami, zejména ve skladovém hospodářství, pro uskladnění hotových výrobků, náradí, v hutních skladech, kde nelze použít vysokozdvizné vozíky, lze je také použít při nakládání a vykládání silničních vozidel nebo železničních vozů. [2]

Mostové jeřáby podvěsné

Jednonosníkové jeřáby zavěšené na visuté jeřábové dráze, po jejichž spodních přírubách pojíždějí, do nosnosti 5 tun jsou vhodné do dílen, kde je potřeba většího rozpětí, nebo tam, kde je omezená průjezdní výška, nosnost od 0,25 do 5 tun. [2]



Obr. 1.4 - Mostový jeřáb podvěsný [13]

1.2.4 Hutní mostové jeřáby

Tyto jeřáby jsou přizpůsobeny pracovním podmínkám a požadavkům hutních provozů, jako je slévárna, ocelárna, válcovna, kovárna, atd., ve velké většině případů mají automatické uchopování břemene, kočka jeřábu je často otáčecí, běžným požadavkem je klimatizace kabiny řidiče, vážící zařízení (u licích nebo klešťových jeřábů), hutní jeřáby nemají jen funkci dopravní, nýbrž se aktivně účastní výrobního procesu, proto jsou na ně kladeny vyšší požadavky zejména co se týká spolehlivosti, bezporuchovosti, jednoduché

montáže a demontáže dílů, snadné obsluhy a pokud možno co nejmenší hmotnosti, zvláštní péči vyžaduje i elektrická výzbroj jeřábu. [2]

Rozbíjecí jeřáby

Používají se na šrotištích vysokých pecí nebo oceláren, kde volným pádem koule nebo hrušky rozbíjejí kusový materiál, hruška nebo koule je uchopována buď břemenovým magnetem, tento druh jeřábu může současně přepravovat kusový i rozbitý odpad, maximální hmotnost hrušky nebo koule je závislá na nosnosti magnetu, v druhém případě je hruška uchopena mechanicky a v určité výšce je uvolněna, hruška má hmotnost až 25 tun, z bezpečnostních jeřábů je potřeba chránit kabinu jeřábníka před odlétávajícími úlomky (kabina je chráněna drátěným pletivem, podlaha je silně oplechována). [2]

Beranidlové jeřáby

Tímto jeřábem se rozbíjejí kousky surového železa na licím poli, beranidlová kočka má tuhou věžovou konstrukci, v níž se pohybuje beranidlové zařízení zavěšené v odpružené kladnici, k rozbíjení se používá padajícího kladiva nebo vzduchového beranidla, jeřáby jsou také vybaveny břemenovým magnetem, který je umístěn na samostatné kočce nebo na společné beranidlové kočce. [2]

Formovací jeřáby

Upravuje pískové licí pole vysoké pece rozhrabáním pole, odstraněním větších zbytků surového železa, urovnáním pole a vytvářením nových jamek a kanálů (formy), kočka nese svislé pohyblivé formovací zařízení v pevném vedení, zařízení má formovací desku s formami na jednotlivé housky i rozváděcí kanály, tato se zatlačuje do upraveného pole tlačným vozíkem taženým lany, vedle desky pojíždí bránový vozík se zarovnávacím plechem, při jízdě jedním směrem brány rozhrabují licí pole, při jízdě zpět se brány zvednou a zarovnávací plech pole uhladí, pro odstranění zbytků surového železa má jeřáb magnetickou kočku. [2]

Jeřáby k naklápění pojízdného mísiče

Tyto jeřáby se používají k plnění licích strojů k odlévání housek, pokud nemá mísič vlastní sklápění, nakládáme jej speciálním jeřábem pomocí lanového úvazku, který je obepnutý okolo nádoby, podle situace licí haly se používá jeřábu s kočkou, samostatné kočky nebo stabilního vrátku, řízení je dálkové, mísič se vrací do výchozí pozice vlastní váhou, přesto se přidává pomocné zpětné sklápění. [2]

Zavážecí jeřáby pro kupolovou pec

Jeřáby pro zavážení kupolových pecí se staví do nosnosti 3 tuny, rozpětí 6 až 12 metrů, kočka má výložník, jímž zajíždí do pece, kupolová pec se zavazuje dvojdílným okovem, u plamenných pecí je okov zaměněn za břemenový magnet, lze je používat i pro montážní práce. [2]

Korýtkové jeřáby

Nosnost 12,5 tun u magnetové kočky, 40 tun u korýtkové kočky, maximální rozpětí do 28 metrů, použití na šrotištích a pro manipulaci s korýtky, v kombinaci s magnetovou kočkou může korýtka i plnit, pokud je šrotiště podél pecní haly, jeřáb ukládá korýtka na sázecí plošinu, případně se korýtka přivážejí na železničních vozech přímo pod pec. [2]

Sázecí jeřáby pro siemens-martinské pece

Pracuje ve starších ocelárnách, kromě sázecí kočky mají i pomocnou kočku buď na samostatné, nebo společné dráze, jsou na ně kladeny vysoké požadavky, co se týká rychlosti, musí nasázet 30 až 50 korýtek za hodinu. [2]

Sázecí jeřáby pro konvertory

Sázení šrotu a přísad je jiné jak u Siemens-martinských pecí, koryto se vyprazdňuje naklopením do požadovaného úhlu, na 8 lanech je zavěšena traverza, která má 4 háky pro uchopení koryta, na kočce je zdvihací zařízení s bubny pro navíjení předních a zadních lan. [2]



Obr. 1.5 – sázecí jeřáb pro konvertory [14]

Sázecí jeřáby s kleštěmi

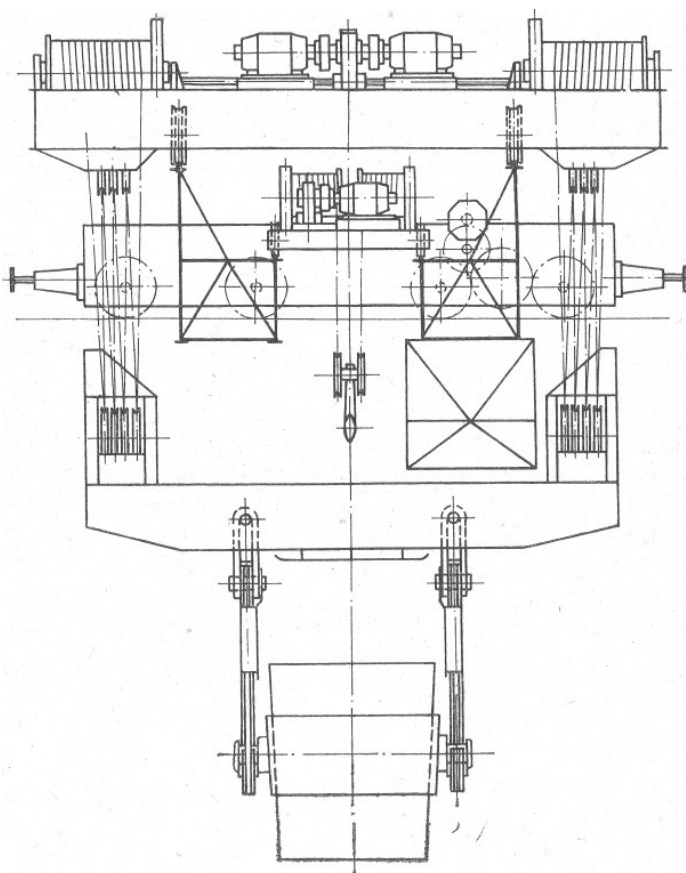
Nosnost od 3 do 25 tun, pro sázení menších ingotů, bramů nebo sochorů do ohřívacích pecí ve válcovnách nebo kovárnách, poté je ohřáté dopravují k válcovacím tratím nebo kovacím lisům, jsou podobné sázecím jeřábům, mají však motoricky ovládané kleště různých typů, jsou často nahrazovány sázecím strojem s kleštěmi. [2]

Sázecí jeřáby s lopatou

Nosnost od 2 do 5 tun, k sázení předvalků menších rozměrů do ohřívacích pecí, kočka je podobná kočce sázecího jeřábu, obvykle však bez zvedání kabiny, lopata je stále ve vodorovné poloze, pracovní rychlosti podobné jako u sázecích jeřábů s kleštěmi. [2]

Licí jeřáby s traverzou

Nosnost až 500 tun, slouží k přepravě pánví s tekutým železem nebo ocelí, často jsou nazývány jeřáby pánvovými, nalévacími nebo mísičovými, pánev se uchopuje za čepy dvěma háky, zavěšenými na traverze, pro nakládění pánví je jeřáb vybaven pomocnou kočkou, která pojíždí pod licí kočkou, dříve se používaly jeřáby s pevným vedením traverzy, které měly převíslé bubny, tyto však měly problém tuhostí konstrukce, nyní se proto používají čtyřnosníkové nebo šestikolejnicové jeřáby, často se využívá i elektronického vážení, čidlo je v traverze kočky. [2]



Obr. 1.6 – licí jeřáb s traverzou [2]

Licí jeřáby s hákem

Nosnost 5 až 50 tun, mají normální hák pro zavěšení licí pánve s vlastní nosnou traverzou a naklápěcím zařízením, mohou také pracovat s motorovým drapákem nebo břemenovým magnetem. [2]

Stahovací jeřáby

Nosnost od 8 do 80 tun, používají se pro uvolňování zapečených ingotů z kokil, konstrukce jeřábů je různá podle tvaru ingotů, jeřáb je také vybaven otáčecím zařízením, stahovací kleště jsou různé konstrukce. [2]

Kokilové jeřáby

Použití pro přepravu kokil, analogie stahovacích, kleště se zavírají vlastní tíhou, kokila tedy není svírána kleštinami, ale jen na nich visí, kleště se otevírají motoricky nebo řetězem uchyceným na tažné tyči. [2]

Klešťové jeřáby

Nosnost od 5 do 45 tun, rozpětí od 22,5 až 31,5 metrů, pro sázení studených nebo teplých ingotů do hlubinných pecí a ohřáté je dopravují k válcovací trati, na rozdíl od stahovacích jeřábů nemají výtláčnou trn, kokily nebo ingoty svírají silově, starší konstrukce mají dvourámovou nebo jednorámovou kočku s pevnou vodící kočkou, kleště se používají samosvorné, které mají jednoduchou konstrukci, kleště s dvojitým rozsahem otevření a kleště s motorickým vyvozením svěrací síly, jejich ovládání a zavěšování je shodné jako u stahovacích jeřábů. [2]



Obr. 1.7 – klešťový jeřáb [14]

Chapadlové jeřáby

Existují dva typy těchto jeřábů, prvním typem jsou jeřáby s odklápěcími chapadly, nazývané též pracnové, určené pro dopravu předvalků, nosnost od 5 do 50 tun, kočka může být otočná, druhý typ jeřábu je kleštinový a slouží k přepravě sochorů a tyčového materiálu, nosnost do 10 tun. [2]

Traverzové jeřáby

Pro přepravu dlouhých vývalků, mají dlouhou traverzu s více háky nebo magnety, jsou 4 typy, první typ je jeřáb s neotočnou traverzou volnou, druhý typ je s otočnou traverzou volnou, třetí typ s neotočnou traverzou pevně vedenou a čtvrtý typ je s otočnou traverzou pevně vedenou, nosnost 5 až 32 tun. [2]

Svitkové jeřáby

Nosnost 5 až 10 tun, pracují ve válcovnách pásků, kde přepravují svitky, kočka jeřábu má pevné vedení, v němž se pohybuje sloup se zavěšeným nosným jhem neseným dvěma samostatnými lany, takže lze jeho naklápět dozadu i dopředu. [2]

Kovací jeřáby

Nosnost od 5 do 300 tun, pracují v kovárnách, kde vsazují bloky do ohřívacích pecí, nebo manipulují s materiálem při tváření, pro výkovky hmotnosti 30 až 100 tun jsou vhodnější kovárenské manipulátory, toto ale neplatí u dlouhých kusů, kdy je ohrožena stabilita manipulátoru, velikost jeřábu závisí na velikosti kovacího lisu, hlavní kočka má jeden nebo více pomocných zdvihů, anebo pomocné kočky. [2]

Kalící jeřáby

Nosnost od 8 do 100 tun, pro spouštění žhavých kusů do chladicí lázně, rychlost ponořování až desetkrát větší jak rychlost zvedání z důvodu rovnoměrného prokalení a zabránění vzplanutí olejové lázně. [2]

1.3 Konstrukce mostových jeřábů

Výpočet jeřábových konstrukcí se řídí normami. Existují dva druhy výpočtu jeřábových konstrukcí, starší způsob dle ČSN 27 0101 posuzuje nebezpečné průřezy podle dovolených namáhání, novější způsob dle ČSN 27 0103 počítá ocelové konstrukce podle mezních stavů na účinky vnějších sil a jiných vlivů. [8]

1.3.1 Výpočet podle dovolených namáhání (dle ČSN 27 0101)

Podle této normy se konstrukce mostových jeřábů řídila podle dovolených namáhání, podle nichž se posuzovaly nebezpečné průřezy, tato norma byla zrušena bez náhrady. [2]

1.3.2 Výpočet podle mezních stavů (dle ČSN 27 0103)

Dle této normy se počítají ocelové konstrukce podle dvou skupin mezních stavů.

Z první skupiny mezních stavů, při kterých dochází účinky vnějších sil a jiných vlivů ke ztrátě únosnosti nebo stability, jsou po návrh jeřábů důležitá tato kritéria:

- pevnost prostá a stabilní
- únavová pevnost
- stabilita polohy

Z druhé skupiny mezních stavů, které charakterizují použitelnost jeřábové konstrukce, jsou důležitá tato kritéria:

- statická přetvoření (průhyby, posunutí a natočení)
- dynamická odezva konstrukce (frekvence, amplituda a útlum kmitání) [8]

Výpočtem podle mezních stavů se v této bakalářské práci nebudu zabývat podrobně, jelikož není tématem mé bakalářské práce.

Druhy zatížení ocelové konstrukce

Zatížení se dělí na stálá, proměnná a mimořádná.

Zatížení stálá

- a, zatížení od vlastní hmotnosti nosné konstrukce a ostatních částí neměnicích svoje působení ani polohu
- b, zatížení od trvalých předpětí [8]

Zatížení proměnná

- a, zatížení od břemene
- b, zatížení od hmotnosti pohybujících se částí, pohybujících se současně s břemenem nebo v závislosti na něm
- c, zatížení od setrvačných sil
 - svislé síly vznikající při spouštění nebo zvedání břemen
 - svislé síly vzniklé při pojíždění
 - vodorovné síly vznikající při rozjíždění a brždění
 - odstředivé síly
- d, vodorovné boční síly
- e, zatížení větrem
- f, zatížení sněhem
- g, účinky teplotních změn
- h, zatížení lávek, žebříků a schodů [8]

Zatížení mimořádná

Jsou to tzv. normová zatížení, k vyjádření různých výrobních a provozních vlivů se používají tzv. součinitelů zatížení, jimiž se normované zatížení násobí, tento součin dává tzv. výpočtové zatížení.

a, zatížení vzniklé při nárazu jeřábu nebo kočky na nárazníky

b, zatížení vznikající při dopravě a montáži

c, zatížení vzniklá při poruše zdvihacího zařízení

d, zatížení vzniklá seismickými účinky a technickými otřesy [8]

Součinitele zatížení

Součinitel zatížení γ_G

Pro zatížení od vlastní tíhy, hodnota 1,1 nebo 0,9 v případě, že zmenšení tíhy působí nepříznivě. [8]

Součinitel zatížení γ_{lo}

Pro zatížení od břemene, které vyjadřuje náhodné neúmyslné zvětšení užitečného břemena (nepřesný odhad, přeplnění drapáku), hodnota 1,2 až 1,5. [8]

Tab. 1.1 – součinitele zatížení γ_{lo} [8]

Označení	Druh jeřábu	γ_{lo}
D1	Jeřáby, které slouží k občasnému přemísťování stejných břemen známé hmotnosti, jeřáby, kde se nemůže vyskytnout břemeno vyšší hmotnosti	1,2
D2	Jeřáby v provozech s malou pravděpodobností přetížení (díleenské jeřáby, silniční jeřáby, jeřáby v provozech, kde je hmotnost břemen snadno určitelná)	1,3
D3	Jeřáby v provozech s větší pravděpodobností přetížení (skladištní, stavební, montážní, drapákové, licí, magnetové na břemena známe hmotnosti)	1,4
D4	Jeřáby v provozech s velkou pravděpodobností přetížení, v provozech, kde je obtížné určit správnou hmotnost břemena (šrotištní, kovací, hutní s výjimkou předchozí skupiny)	1,5

Součinitel zatížení n_v

Pro zatížení větrem, je nejmenší rezervou nutnou k vyrovnání odchylek v hodnotách tlaku větru, tvarového součinitele a průměru obrysových ploch, hodnota je 1,2. [8]

Součinitel zatížení γ

Pro zatížení lávek, žebříků a schodů, používá se pro kompenzaci normových zatížení při pevnostním výpočtu, jeho velikost je 1,2. [8]

Svislé setrvačné síly

Svislé setrvačné síly vznikající při zvedání nebo spouštění

Účinek těchto sil se dá vyjádřit jako součin tíhy břemene a dynamického zdvihového součinitele δ_h , závisí na zdvihové rychlosti a možnosti s břemenem manipulovat ve svislém směru podle vztahu:

$$\delta_h = 1 + H_i * (0,1 + 0,13 * v_h) \quad [8]$$

Tab. 1.2 – dynamické součinitele zdvihu δ_h [8]

Zdvihová třída jeřábu	H_i	Dynamický součinitel zdvihu δ_h při zdvihové rychlosti v_h [m/min]
H1	1	$1,1 + 0,13 * v_h$
H2	2	$1,2 + 0,26 * v_h$
H3	3	$1,3 + 0,39 * v_h$
H4	4	$1,4 + 0,52 * v_h$

Ve výpočtech nesmí být použito δ_h menší jak 1,15, při rychlosti vyšší jak 1 m/s se již δ_h nezvyšuje. [8]

Tab. 1.3 – třídy zdvihu podle použití jeřábů [8]

Třída zdvihu	Druh jeřábu podle použití
H1	Ruční jeřáby, montážní jeřáby v elektrárnách a strojovnách, plovoucí a silniční jeřáby, montážní jeřáby věžové a derikové jeřáby, stavební jeřáby věžové
H2	Skladištní jeřáby, dílenské a licí jeřáby, překládací jeřáby s hákem (portálové, poloportálové, s otočnou kočkou), přístavní otočné jeřáby s hákem (plovoucí i portálové) s kyvným výložníkem, železniční jeřáby, jeřáby v loděnicích, kolejové otočné jeřáby s hákem, jeřáby s el. kladkostrojem
H3	Kalící jeřáby, překládací jeřáby s drapákem nebo magnetem, přístavní otočné jeřáby s drapákem nebo magnetem, kolejové jeřáby s drapákem nebo magnetem
H4	Mostové jeřáby drapákové nebo magnetové, mostové jeřáby drapákové nebo magnetové, mostové jeřáby v hutních provozech (sázecí, kovací, stripovací k obsluze hlubinných pecí, beranidlové, šrotištní)

Svislé setrvačné síly vznikající při pojíždění

Zde platí dynamický pojezdový součinitel δ_t , jeho hodnota 1,1 až 1,2 v závislosti na pojízděcí rychlosti a stykování kolejnice. [8]

Tab. 1.4 – dynamický pojezdový součinitel δ_t [8]

Rychlost v_t [m/s]		Dynamický pojezdový součinitel δ_t	Poznámka
dráhy se stykovanou kolejnicí	dráhy s kolejnicí bez styku nebo se svařenými, opracovanými styky		
do 1 přes 1 do 3,3	do 1,5 přes 1,5 do 5	1,1 1,2	také otáčení

Ostatní zatížení

Setrvačné síly při rozjíždění a brždění

Norma rozlišuje dva druhy:

a, hnací nebo brzděné síly se z kol na kolejnice přenáší pouze třením, poté je největší zrychlující nebo zpochďující síla je určena součinem z největšího zatížení hnacích nebo bržděných kol a součinitele adheze 0,14, je třeba uvést do výpočtu výpočtového zatížení součinitel zatížení pro břemeno $\gamma_i = 1,1$ [8]

b, pokud je přenos sil mezi koly a kolejnicí jiný než třením, pak se určují setrvačné síly z rozběhového momentu motoru včetně všech zrychlených hmot nebo z největšího provozního krouticího momentu, který je vyvozen brzdami včetně všech bržděných hmot, používáme ten moment, jehož hodnota je větší [8]

Vodorovné boční síly od přičení jeřábu nebo kočky

$$H_{tp} = \lambda * \sum K \quad [8]$$

$$\lambda = 0,025 * \frac{L}{s}, \text{ nejmeně však } \lambda = 0,05 \text{ a nejvíce } \lambda = 0,2 \quad [8]$$

H_{tp} ... vodorovná boční síla od přičení jeřábu nebo kočky [N]

L ... rozpětí jeřábu nebo rozchod kočky [m]

s ... rozvor kol [m]

$\sum K$... zatížení kol nebo vahadel na více zatížené větvi jeřábové dráhy od vlastní hmotnosti jeřábu a kočky s celkovým břemenem v neúčinnější poloze [N]

λ ... součinitel přičení jeřábu (kočky)

Při výpočtu uvažujeme součinitel zatížení od příčných sil $\gamma_{tp} = 1,1$. [8]

Odstředivé síly

Vznikají při otáčení nebo sklápění části konstrukce včetně břemena, uvažuje se však pouze odstředivá síla břemene na konci výložníku při maximální rychlosti pohybu a nejméně příznivé poloze, do výpočtu dosazujeme součin výpočtových zatížení a součinitele zatížení. [8]

Účinky teplotních změn

V obvyklých klimatických podmínkách se vliv teplotních změn volně diletujících částí neuvažují, u částí, které nemohou volně dilatovat, se počítá s teplotním účinkem v rozmezí -20 až +45 °C, součinitel zatížení $\gamma_t = 1,4$, u konstrukcí pracujících za obzvlášť nepříznivých podmínek, u kterých nelze provést dostatečnou tepelnou ochranu, se vliv teplotních změn počítá podle skutečných poměrů. [8]

Zatížení lávek a schodů

Lávky, plošiny a schody, po kterých se dopravují břemena, počítáme na zatížení pohyblivým samostatným břemenem o tíze 3000 N, žebříky na zatížení 1500 N, tyto zatížení neuvažujeme, pokud je lávka součástí jiné části, která je namáhána břemenem (např. hlavní nosníky mostů), zábradlí se počítá na zatížení osamělým břemenem o normované tíze 300 N, v nejméně příznivém směru ve výši madla. Pro lávky, plošiny a schody, po kterých se břemeno nedopravuje, se počítá s normovaným zatížením 1500 N, pro žebříky 1000 N, při výpočtu hlavních nosníků mostu se zatížení lávek, plošin a schodů neuvažuje. Součinitel zatížení lávek, žebříků a schodů má hodnotu $\gamma = 1,2$. [8]

Zatížení od nárazů na nárazníky

Konstrukce musí odolat vodorovným silám při njetí na nárazníky 50 % jmenovité rychlosti se zavěšeným břemenem o hmotnosti 80 % jmenovité hmotnosti břemena, které je uchyceno v nejnepříznivější poloze, součinitel zatížení od nárazu $\gamma_n = 1$, dynamický součinitel zdvihový $\delta_n = 1$ a dynamický součinitel pojezdový $\delta_t = 1$. [8]

Zatížení při dopravě a montáži

Kontrola tohoto zatížení musí být součástí celého výpočtu. [8]

Zatížení vzniklá při poruše zdvihacího zařízení

Při výpočtu napětí se uvažuje jako účinek 25 % celkového břemena působícího směrem vzhůru. [8]

Zatížení vzniklá seismickými účinky a technickými otřesy

Tyto se zatížení se neuvažují. [8]

1.4 Kluzná ložiska a volba vhodného mazání

1.4.1 Kluzná ložiska

Kluzná ložiska jsou strojní součásti, které zajišťují vzájemnou polohu pevných a otáčejících se součástí a umožňují rotační pohyb. Také přenášejí zatížení na ostatní části stroje, jsou odolnější vůči rázům oproti valivým ložiskům.

Výhody

Klidný a tichý chod, snáší i rázovitá zatížení, umožňují přesné uložení hřídelů, menší vnější průměr, jednoduchá montáž /demontáž (hlavně u dělených ložisek), některá ložiska jsou vyrobena ze speciálních materiálů, tudíž ložisku nevadí práce bez mazání, za vyšších teplot či v nevhodném prostředí (vlhko, chemicky agresivní, atd.). [3]

Nevýhody

Nutnost přesné výroby (dodržování tolerancí), větší délka ložiska, větší nároky na údržbu (mazání, čistota prostředí), tudíž hrozí nebezpečí zadření, nevhodnost do zařízení, které se často zastavují, protože při rozběhu je ložisko v oblasti suchého tření a tím hrozí poškozování ložiska [3]

Vhodnost použití a kladené požadavky

Pro trvalý provoz v podmínkách kapalného tření, s minimálními nároky na obsluhu a údržbu (také bez možnosti dodávky maziva), s nejvyššími nároky na spolehlivost, nutnost použití vhodných ložiskových materiálů s vlastnostmi jako jsou odolnost proti zadírání, přilnavost maziva (maznost, někdy taky afinita k oleji), možnost zatížitelnosti, únavová pevnost a korozivzdornost, pevnost, tvrdost, tepelná vodivost a nutná schopnost jímat cizí částice. [3]

1.4.2 Opotřebení a zadírání ložiska

Kluzná ložiska používaná u jeřábů pracují nejčastěji v oblasti mezního mazání, protože nejsou vytvořeny podmínky pro vznik olejového filmu. K tomuto režimu mazání dochází v těchto případech:

- příliš nízká viskozita maziva
- nízká frekvence otáčení čepu
- příliš vysoké zatížení ložiska
- příliš malá radiální ložisková vůle
- nesouosé pouzdro a čep [4]

Při absenci olejového filmu mezi plochami třecí dvojice poté dochází k zadírání ložiska, a to zejména u materiálů, které mají tendenci tvořit s protějším materiálem slitiny (např. oceli s vysokým obsahem niklu a cínové bronzы bohaté na měď). Aby k tomuto nedocházelo, měl by být poměr mezi tvrdostmi podle Brinella:

$$HB_{\text{čepu}} = 3 \div 5 * HB_{\text{ložiska}} \quad [5]$$

Ložiskové materiály podle své tvrdosti vyžadují:

- ložiskové materiály s $HB \leq 30$ vyžadují nejčastěji nekalené hřídele
- ložiskové materiály s $HB \geq 70$ vyžadují kalené hřídele
- ložiskové materiály s HB mezi 30 až 70 mohou vyžadovat kalené i nekalené hřídele

Zmenšení účinků opotřebení a možnosti zadření ložiska pracujícího v režimu mezního mazání se dá docílit použitím maziva s větší dynamickou viskozitou, zvýšením rychlosti, zvětšením rozměrů ložiska nebo změnou materiálů kluzné dvojice. [4], [5]

1.4.3 Konstrukce kluzných ložisek

Konstrukce kluzných ložisek se řídila ČSN normami, které však byly zrušeny bez náhrady. Volba materiálu se řídila normou ČSN 02 3401, rozměry bimetalických pouzder normou ČSN 02 3495, rozměry bimetalických hrubostěnných pánví normou ČSN 02 3496, rozměry samomazných pouzder ze spékanych materiálů normou ČSN 02 3481, rozměry kovových pouzder normou ČSN 02 3499.

U kluzných ložisek se kontroluje pouze měrný tlak p a součin $p \cdot v$, kde v je obvodová rychlost ložiska, tento součin je měřítkem třecího výkonu. [1]

Výpočet měrného tlaku:

$$p = \frac{F}{l \cdot d_1} \quad [1]$$

F ...zatížení ložiska [N]

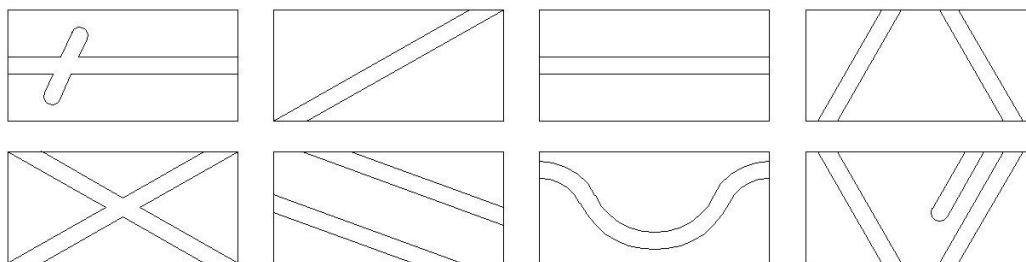
l ...délka ložiska [m]

d_1 ...průměr ložiska [m]

Poměr $l:d$ se doporučuje v rozmezí 0,9 až 1,4

Koeficient tření a možnost zatížení ložiska závisí kromě použitého maziva a mazacího systému také na konstrukčním uspořádání mazacích drážek a kapes, experimenty prokázaly, že nejlepších výsledků se dá dosáhnout s drážkami umístěnými příčně ke směru kluzu, rozestup mezi drážkami by neměl být menší jak 150 mm z důvodu zajištění příslušného tlaku. Doporučené tvary a rozměry mazacích drážek a kapes jsou uvedeny v normě ČSN 01 5906. [10]

Příklady provedení mazacích drážek:



Obr. 1.8 – různé druhy mazacích drážek [4]

1.4.4 Maziva pro kluzná ložiska

Volba maziva se řídí podle kluzné rychlosti ložiska, jeho zatížení a prostředí, ve kterém bude ložisko pracovat, důležitý je také použitý mazací systém.

Doporučené způsoby mazání podle velikosti kluzné rychlosti:

Tab. 1.5 - Doporučené způsoby mazání podle kluzných rychlostí [3]

v [m.s^{-1}]	Druh maziva
... 0,7	pevné (tuhé) mazivo, grafit, molybdenosulfid
0,4 ... 2	plastické mazivo, molybdenosulfid
0,5 ... 10	motorový nebo strojní olej
10 ... 30	turbínový nebo vřetenový olej
> 30	vřetenový olej, voda nebo vzduch

Tuhá maziva

Jsou vhodná pro mazání v podmínkách smíšeného tření, za extrémních tlaků, teplot, záření a dalších vlivů. Lze používat jako samostatné mazivo, častěji se však používají jako přísady do plastických maziv, dělí se na:

- anorganická: s vrstevnatou nebo jinou strukturou (grafit, sulfidy, PbO , LiF)
- organická: polymerní, polyaromatická, tuky, vosky a jejich deriváty
- měkké kovy: Pb , Sn , In , Cd , Ag , Au a jejich slitiny
- kluzné látky: na třecí prvky se stříkají nebo vypalují, nebo se do jejich pórů zanáší tuhé mazivo [3], [6]

Plastická maziva

Jsou to koloidní soustavy podskupiny gelů, méně často solí nebo rosolů, makroskopicky jsou máslovité, vláknovité, houbovité nebo zrnité. Skládají se z kapalné fáze, nejčastěji mazací olej, který je zpevňován kovovými mýdly (Li , Na , Ca , případně jejich kombinace) a tuhými částicemi disperzní látky na požadovanou konzistenci, pro dosažení požadovaných vlastností mohou obsahovat i přídavné anorganické látky (například MoS_2 , grafit, ZnO) a jiné plniva. [3], [6]

Kapalná maziva

Široké spektrum použití v hydrodynamickém, hydrostatickém, elastohydrodynamickém, hraničním a smíšeném tření, jsou převažujícím typem maziv a přísady jim dávají nové vlastnosti a prodlužují životnost, rozeznáváme:

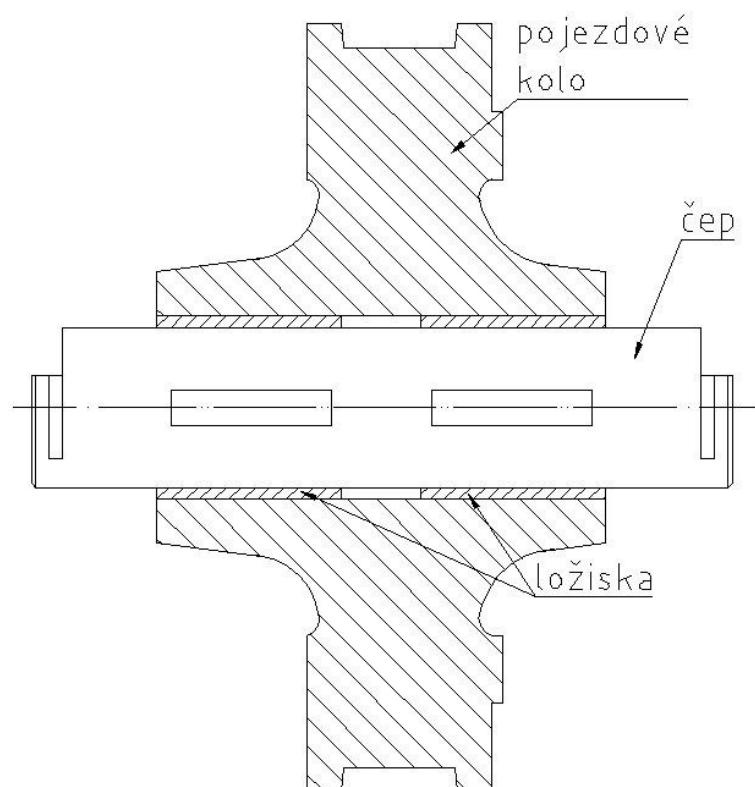
- ropné oleje: získávají se z ropy destilací, rafinací, ale také odparafinováním, převážně uhlovodíkové, se základním rozdělením na rafináty s vysokým, středním a nízkým VI
- syntetické oleje: zabezpečují lépe některé tribotechnické problémy (nízké a vysoké teploty),
- anorganická kapalná maziva a taveniny: vodné roztoky používané při zpracování kovů, kyselina sírová, taveniny sodných skel [3], [6]

Plynná maziva

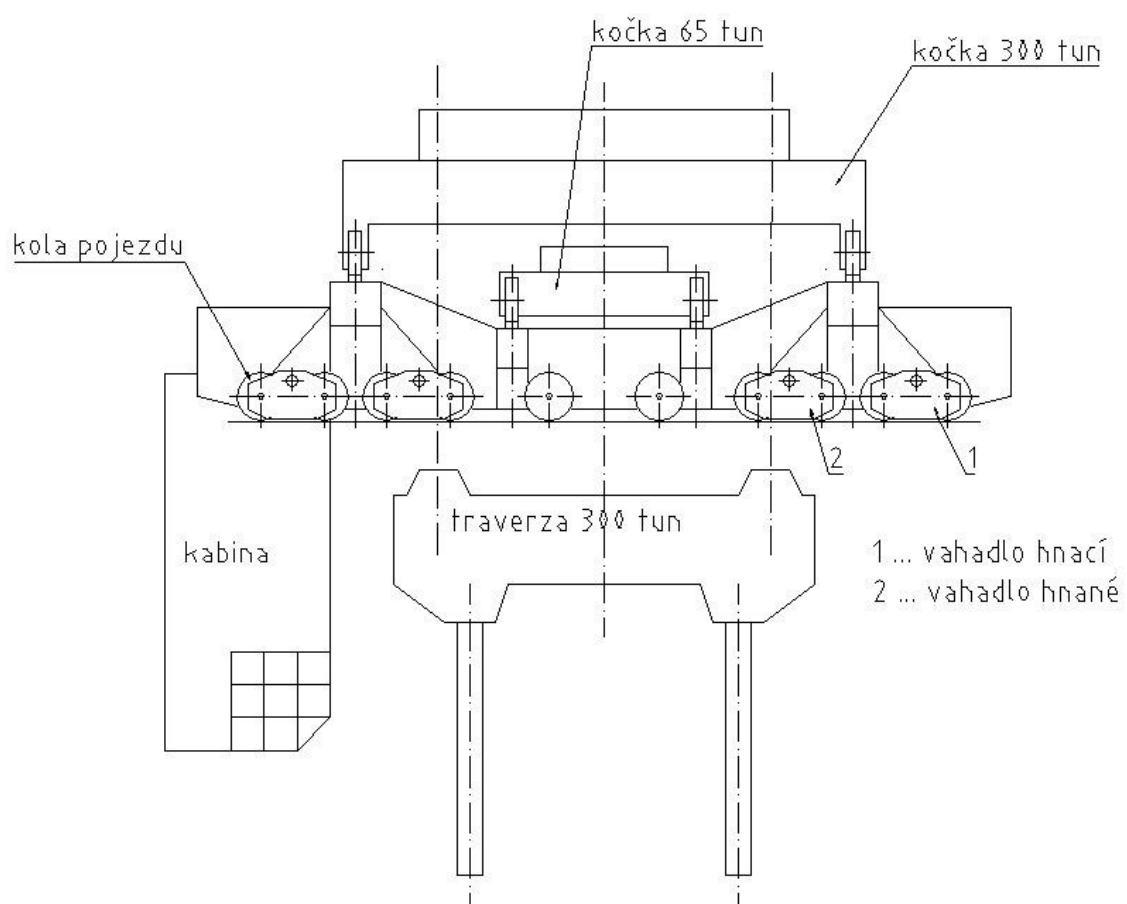
Pro použití v tzv. plynových ložiskách, vhodné pro velmi vysoké obvodové rychlosti (10 000 – 600 000 ot/min) a teploty 300 °C a více, mezi jejich výhody patří malá viskozita, která se s teplotou zvyšuje, nízký součinitel tření, absence kavitace, mazivo je všudypřítomné, mezi nevýhody patří sklony k nestabilitě a turbulenci, a omezená schopnost snášet zatížení, pro použití je nutná těsnost mechanismů, hladké třecí plochy a velmi přesná montáž, užívané plyny jsou vzduch (do 650 °C), helium a dusík (800 °C a více), CO₂ (do 650 °C), H₂, metan, vodní pára. [3], [6]

1.5 Analýza daného stroje

Mostový licí jeřáb s traverzou je důležitá součást technologie pro výrobu oceli ve firmě Arcelor Mittal Ostrava, a.s. Tyto jeřáby pracující v hale ocelárny (celkový počet je 6 jeřábů) slouží k přemísťování pánví a k dalším různým potřebným operacím. Jeřáby pojíždějí po jeřábové dráze mezi čtyřmi tandemovými pecemi. Podvozek každého z jeřábů se skládá z 20 pojížděcích kol, 8 kol připadá na 4 hnací podvozky, které jsou umístěné v rozích jeřábu, 8 kol připadá na 4 pojížděcí podvozky a 4 kola jsou určena jako pojížděcí (viz schéma jeřábu a kola). Hnací podvozek se skládá z rámu, pojezdových kol, věnce ozubení, kluzných ložisek a čepu. V bakalářské práci se zabývám pouze hnacími podvozky, které jsou nejvíce namáhány.



Obr. 1.9 - pojezdové kolo jeřábu [7]



Obr. 1.10 - pojezdové kolo jeřábu [7]

1.5.1 Popis řešené problematiky

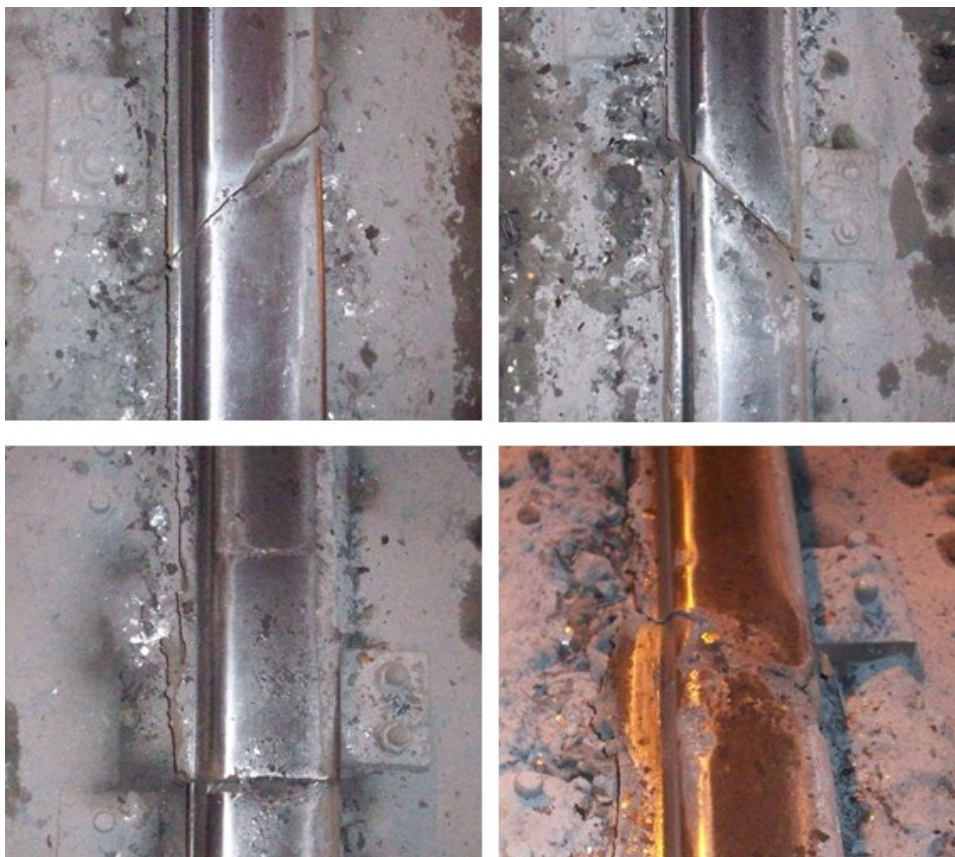
V letech 1993 až 1999 ve firmě Arcelor Mittal Ostrava, a.s. (tehdy ještě Nová Huť, státní podnik) proběhla modernizace technologie výroby oceli, během které byla odlévání do kokil nahrazena technologií plynulého odlévání oceli. Od této doby jeřáby pojíždí po celé délce jeřábové dráhy o délce 800 metrů s plně naloženými pávnami, což se negativně projevuje na opotřebení kluzných ložisek, zejména u hnacích podvozků. U technologie odlévání do kokil tento problém s ložisky nenastal, protože jeřáby nepojížděly po jeřábové dráze s plně naloženou pávní, obsluhu daného prostoru pod jeřábem a pohyb pávne s ocelí od tandemových pecí ke kokilám zajišťovaly pouze kočky.

Ložiska jsou mazána plastickým mazivem Alubia AK 2 od firmy MOL (Slovnaft), které je rozváděno centrálním mazacím systémem typu VEG od firmy Tribotec, spol. s.r.o. do všech mazaných míst.

1.5.2 Popis jednotlivých problémů

Zadírání ložisek je způsobeno několika vlivy:

- kolejová dráha ve velmi špatném stavu (rázové zatížení ložisek)
- vysoké zatížení ložiska
- malá obvodová rychlost ložiska
- použité mazivo a materiály v tribologickém uzlu



Obr. 1.11 - poškozená kolejová dráha

Jeřáby za jednu osmihodinovou pracovní směnu najedou okolo 3500 metrů, pracují na tři směny 7 dní v týdnu. Toto má negativní vliv na stav kolejové dráhy, ve které se poté objevují důlky a praskliny, zejména v místě svarů a napojení kolejnic, tyto poškozené části jsou poté původcem rázů.

Ložiska jsou, alespoň co se týká pevnostní kontroly v pořádku, problémovým místem je mazání, které je nedostatečné, protože je používáno mazivo s malou únosností, dalším problémovým místem je konstrukce samotného ložiska, ve kterém nejsou ani mazací drážky, ani mazací kapsy, mazivo se tedy nemá jak mezi plochami kluzné dvojice jak držet a je vytlačováno z meziprostoru kluzné dvojice ven.



Obr. 1.12 – čep s mazacími vývody



Obr. 1.13 – nalisované ložisko



Obr. 1.14 – poškozené ložisko

Protože se v ocelárně ve firmě Arcelor Mittal Ostrava a.s., u jeřábových podvozků praktikuje princip údržby po poruše, veškeré určování závad u jeřábových podvozků závisí na obsluze jeřábu a údržbářských pracovnících, bohužel u některých ložisek si obsluha ani údržba poruchy nevšimne a po zadření dochází k totální destrukci ložiska.



Obr. 1.15 – totálně zničené ložisko

1.6 Historie firmy Arcelor Mittal

„1942 – začala se psát historie současně největší hutní společnosti České republiky. Tehdy Vítkovické železárny, v důsledku omezeného rozvoje vzhledem k umístění ve městě, započaly výstavbu svého jižního závodu v Kunčicích.

1947 – 1948 – bylo přijato rozhodnutí o výstavbě hutního kombinátu, tehdy stále ještě jako součást Vítkovických železáren.

31. prosince 1951 – došlo k osamostatnění a vznikla Nová Huť Klementa Gottwalda (NHKG), národní podnik.

1951 – 1958 – první etapa existence podniku. Celý kombinát tvořilo pět koksárenských baterií, dvě vysoké pece včetně lícího stroje, čtyři siemens-martinské a pět hlubinných pecí, blokovna, válcovna trub, slévárna šedé litiny a část elektrárny včetně vodohospodářství.

1958 – 1961 – v další etapě se rozšiřovaly zejména kapacity pro produkci základních surovin, jako jsou koks, surové železo a ocel, ale také se stavěly provozy s následným zpracováním těchto produktů. Rovněž byla v tomto období zprovozněna válcovací trať a linka na výrobu osobních, nákladních a traktorových kol. Počet koksárenských baterií se navýšil o čtyři, přibýly dvě vysoké pece a pět sklopných pecí pro výrobu oceli. Byla postavena také nová blokovna, pásové tratě P-250 a P-800, kontidráťová trať, zařízení na výrobu trubek, kyslíkárna a jiné.

1967 – 1985 – rozsáhle se modernizovaly martinské pece na pece tandemové. Další větší investicí byla výstavba středojemné válcovny v jižní části závodu, centrální kyslíkárny a velkokapacitní koksárenské baterie.

1989 – došlo ke změně názvu a z NHKG se stala Nová Huť, státní podnik. S touto změnou se pojí další významné technologické události, zejména přechod od odlévání oceli do ingotů k plynulému odlévání oceli.

1993 – 1999 – byla postupně připojena zařízení pro plynulé odlévání. První v prosinci roku 1993, druhé o čtyři roky později a třetí v srpnu 1999. Tato změna přinesla větší výtěžnost oceli a v podstatě nižší energetickou náročnost. Neméně významnou událostí byla také výstavba válcovny na výrobu širokého, za tepla válcovaného pásu, která nahradila dvě zastaralé tratě a jejíž komplex je označován pásová minihuť.

2003 – koncem ledna nastal zlom, když Lakshmi Mittal, jehož strategie je založena především na restrukturalizaci a modernizaci upadajících oceláren, koupil v rámci privatizace Novou Huť a zhruba v polovině dubna vznikla ISPAT Nová Huť, a. s.

2004 – koncem roku se opět změnil název společnosti, tentokrát na Mittal Steel Ostrava, a. s. V rámci privatizace se z některých provozů a závodů staly přidružené nebo dceřiné podniky, například JÄKL Karviná, a. s., Nová Huť Zábřeh, a. s. nebo Vysoké pece Ostrava, a. s.

2006 - nejdiskutovanějším tématem ocelářského světa se stala snaha Lakshmiho Mittala o převzetí světové dvojky Arcelor. Koncem června tohoto roku oznámila rada Arcelor sloučení s Mittal Steel a vznikl tak světový gigant, v důsledku čehož se změnil i název ostravské společnosti na dnešní Arcelor Mittal Ostrava.

2007 – některé společnosti, které se vydělily v roce 2004, se opět organizačně připojily k mateřské společnosti.¹¹

¹¹ *Arcelor Mittal Ostrava* [online]. 2007 [cit. 2011-04-03]. Historie společnosti. Dostupné z WWW: <http://www.arcelormittal.com/ostrava/AM_history_s2_cz.html>.

2 Ideově technický návrh řešení dané problematiky

Pro danou problematiku jsem navrhnul tři řešení, první se zabývá problematikou použitého maziva, druhé řešení se zabývá změnou konstrukce ložiska a pevnostní kontrolou a třetí řešení, které je zpracováno pouze informativně, je také nejkomplikovanější, se zabývá zvětšením rozměrů čepu, ložisek a vrtání pojezdového kola a následnou pevnostní analýzou.

2.1 Dílčí návrh č. 1

První dílčí návrh je nejjednodušším řešením, jelikož neobsahuje žádný konstrukční zásah do podvozku jeřábu. Tento návrh se bude zabývat možnostmi nového maziva s obsahem grafitu, respektive MoS_2 , které má zvýšenou odolnost proti vysokému zatížení, které se u těchto jeřábových podvozků vyskytuje.

Volba vhodného maziva může v dlouhodobém výhledu ušetřit nemalé finanční prostředky, které by jinak musely být vynaloženy na opravy poškozených součástí. Nyní používané mazivo Alubia AK 2 od firmy MOL (Slovnaft) je pro daný případ mazání nevhodné, protože má malou únosnost a je z třecí dvojice vytlačováno bez výraznějšího mazacího efektu. Nabízené alternativní maziva Alubia AK 2G od firmy MOL (Slovnaft) a LVT 2 M od firmy Mogul mají kromě vyšší únosnosti také obsaženo tuhé mazivo (u AK 2G grafit, u LVT 2 M MoS_2), což zvyšuje kvalitu mazání zejména při mezním tření, které je u jeřábových podvozků nejčastější. Výhodou maziva Alubia AK 2G je podobná cena jako u maziva AK 2, proto bych doporučoval jeho použití.

Navrhnuté alternativy plastických maziv a jejich vlastnosti

Plastické mazivo Alubia AK 2 od firmy MOL je víceúčelové plastické mazivo vyrobené z ropného mazacího oleje, jako zpevňovadlo je použito hlinité mýdlo, toto mazivo je vhodné pro mazání kluzných ložisek pracujících v průmyslových, zemědělských a jiných mobilních zařízeních, které nejsou vystaveny vysokým tlakům a vysokým otáčkám. [15]

Plastické mazivo Alubia AK 2G od firmy MOL je víceúčelové plastické mazivo vyrobené z ropného mazacího oleje, jako zpevňovadlo je použito hlinité mýdlo, toto mazivo je vhodné pro mazání velmi zatížených valivých i kluzných ložisek, obsahuje grafit, který zajišťuje možnost použití i v případě „nouzových“ vlastností maziva při mezním tření. [15]

Plastické mazivo LVT 2 M od firmy MOGUL je také víceúčelové plastické mazivo pro průmyslové použití, vyrobené z ropného oleje, zpevněné lithným mýdlem, používá se pro mazání valivých i kluzných ložisek s vysokým zatížením, případně dalších zatížených pohyblivých dílů, toto plastické mazivo obsahuje MoS_2 pro případy, kdy jsou požadovány „nouzové“ vlastnosti maziva, zejména v případech mezního tření. [16]

Základní vlastnosti maziva AK 2, AK 2G a LVT 2 M jsou uvedeny v tabulce.

Tab. 2.1 – parametry maziv [15], [16], [19]

Druh plastického maziva	AK 2	AK 2G	LVT 2 M
Zpevňovadlo	Al - mýdlo	Al - mýdlo	Li - mýdlo
Třída NLGI	1/2	2	2
Bod skápnutí [°C]	210	240	185
Viskozita zákl. oleje při 40°C [mm ² /s]	110	150	200
Penetrace při 25 °C [mm ⁻¹]	280 - 320	285	270 - 310
Teplotní rozsah použití [°C]	-30 až +100	-25 až +120	-25 až +120
Bod vzplanutí [°C]	nad 260	nad 200	nad 295
Bod hoření [°C]	-	-	nad 320
Teplota vznícení [°C]	-	-	nad 355
Bod skápnutí [°C]	-	-	nad 180
Hustota kg/m ³	890	900	905
Cena za 8 kg (bez DPH/s DPH)	676/811 Kč	694/832 Kč	1596/1915 Kč

Používaný centrální mazací přístroj typu VEG od firmy Tribotec spol. s.r.o., je zdroj tlaku pro rozvádění plastického maziva vícepotrubními systémy. Nejčastěji se používá pro trvalé, pravidelné mazání strojních zařízení. Po zapnutí elektromotoru je šnekovým převodem poháněn excentrický hřídel, který unáší písty dávkovacích jednotek, pomocí těchto pístů dochází k sání, respektive výtlačku maziva. Mazivo do zásobníku mazacího přístroje je nutno doplňovat tak, aby bylo zaručeno jeho dostatečné množství v prostoru maznice, v opačném případě může docházet nerovnoměrným dávkám maziva do mazaných míst, nebo k vnikání vzduchu do pracovní a dávkovací jednotky. Základní parametry mazacího přístroje jsou uvedeny v tabulce. [17]

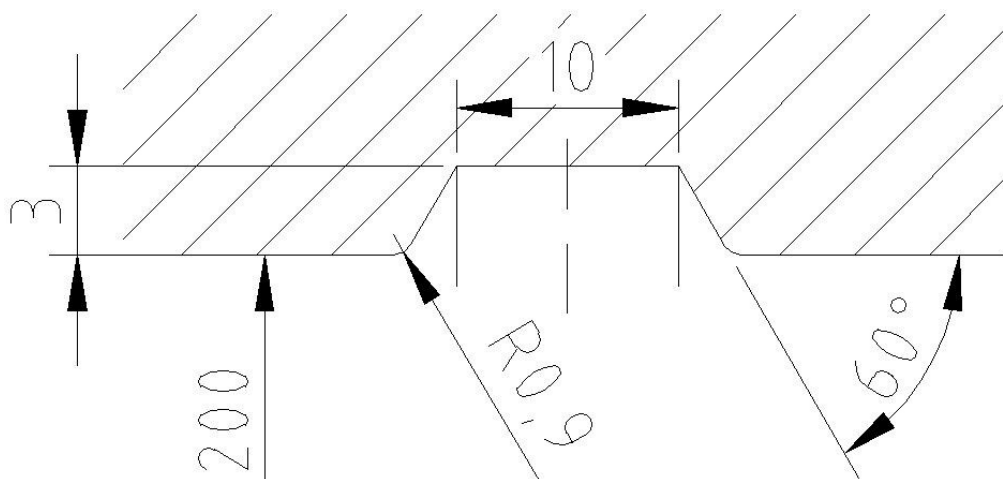
Tab. 2.2 – parametry mazacího přístroje VEG [17]

Maximální tlak		250 bar
Pracovní tlak		180 bar
Jmenovité dodávané množství		3 cm ³ /min/vývod
Rozsah regulace jmenovité dávky		1,2 – 3 cm ³ /min/vývod
Objem zásobníku maziva		6, 12, 30, 60 dm ³
Počet vývodů		1 - 20
Vývodní šroubení		M16x1,5 pro TR 10 mm
Mazivo	tuk	Max. NLGI - 2
	olej	min. 50 mm ² .s ⁻¹
Teplota pracovního prostředí		-25 až 40 °C

2.2 Dílčí návrh č. 2

Druhý zlepšovací návrh spočívá ve změně konstrukce ložiska, a to v zapracování mazacích drážek do ložiska a prodloužení ložiska. Tyto drážky pomáhají držet mazivo v ložisku a tím zajistit mazání ložiska i během nouzového mazání. Konstrukce a kreslení mazacích drážek na výkresech se řídí podle ČSN 01 5906. Prodloužení ložiska má kladný vliv na rozložení tlaku v ložisku a tím na snížení jeho namáhání.

Pro řešené kluzné ložisko je nejvhodnější mazací drážka typu B, která je vhodná pro velmi zatížená ložiska. Schéma drážky včetně rozměrů lze vidět na následujícím obrázku:



Obr. 2.1 – schéma mazací drážky typu B [9]

Ve firmě Arcelor Mittal Ostrava a.s., je jako ložiskový materiál používán SogMS, který ale není normalizován. Základní složení a mechanické vlastnosti tohoto materiálu jsou uvedeny v následujících tabulkách. [18]

Tab. 2.3 – chemické složení materiálu ložiska [18]

Chemické složení materiálu:

Druh materiálu	Sn	Zn	Pb	Ni	Mn	Fe	Al	Cu
SogMs	1 %	zbyt.	0,5 %	0,4-0,8 %	0,5-1 %	0,8-1,5 %	1,5-2,3 %	57-60 %

Tab. 2.4 – mechanické vlastnosti materiálu ložiska [18]

Mechanické vlastnosti materiálu:

Druh materiálu	Min. pevnost v tahu R _m	Min. mez kluzu R _{p0,2}	Min. tažnost A 5	Min. tvrdost
SogMs	490 MPa	240 MPa	8 %	145 HB

Tento materiál má vysokou tvrdost a velkou odolnost proti otěru, je vhodný pro použití ve velmi namáhaných ložiscích. Pro dané ložisko z materiálu SogMS provedu kontrolní výpočet zatížení ložiska.

2.2.1 Výpočet zatížení pouzdra

Zadané hodnoty [7]:

- rychlost pojezdu $v_p = 1,08 \text{ m/s}$
- průměr kola $D = 0,9 \text{ m}$
- průměr čepu $d_1 = 0,2 \text{ m}$
- délka ložiska $l = 0,26 \text{ m}$ (prodloužené ložisko)
- zatěžující síla $F = 896,7 \text{ kN}$
- mez pevnosti pro materiál SogMs $R_m = 490 \text{ MPa}$

Při volbě koeficientu bezpečnosti jsem vycházel z teorií pánů J. P. Visodice, R. L. Nortona a A. G. Pugsleyho, kteří nezávisle na sobě navrhli obecné postupy pro volbu koeficientu bezpečnosti. [12]

Volba koeficientu podle J. P. Visodice

Pro rázová zatížení je třeba koeficient minimálně 2, vynásobený koeficientem rázu (1,1 - 2).

Koeficient bezpečnosti volím 3, koeficient rázu 2, celkový koeficient $k = 6$. [12]

Volba koeficientu podle R. L. Nortona

Celková hodnota koeficientu bezpečnosti je kombinací koeficientů bezpečnosti založených na materiálových vlastnostech, přesnosti výpočtového modelu a znalostech pracovního prostředí.

Koeficient bezpečnosti k

- k (křehké materiály) = $2 \cdot [\max(k_1, k_2, k_3)]$; založen na mezi pevnosti

Tab. 2.5 – koeficient bezpečnosti [12]

Koeficient bezpečnosti k	k_m - materiálové vlastnosti (z testů)	k_z - zatěžovací podmínky (znalost)	k_p - pracovní prostředí
1,3	Dobře známé/ charakteristické	Potvrzené testováním	Stejně jako materiálové testovací podmínky
2	Dobře aproximované	Dobře aproximované	Kontrolované, pokojová teplota
3	Slušně aproximované	Slušně aproximované	Mírně náročné
5+	Hrubě aproximované	Hrubě aproximované	Extrémně náročné

$$k = 2 \cdot [\max(k_1, k_2, k_3)]$$

$$k = 2 \cdot [\max(2, 3, 5)]$$

$$k = 2 \cdot 5$$

$$k = 10 \text{ [12]}$$

Volba koeficientu podle A. G. Pugsleyho

V tomto případě se doporučuje celkový součinitel bezpečnosti určit součinem dvou koeficientů.

$$k = k_1 \cdot k_2$$

- k_1 je funkcí parametrů A, B, C z první tabulky
- k_2 je funkcí parametrů D, E z druhé tabulky

Význam parametrů:

A - Kvalita materiálu, úroveň zpracování, údržba, servisní prohlídky

B - Kontrola nad možným přetížením

C - Přesnost analýzy napětí, znalost experimentálních dat nebo zkušenosti s podobnými součástmi

D - Ohrožení lidí při selhání součásti

E - Ekonomický dopad při selhání součásti

Tab. 2.6 – koeficient k_1 (1 – velmi dobré, 2 – dobré, 3 – dostatečné, 4 – špatné) [12]

Parametr A	Parametr C	Parametr B			
		B = 1	B = 2	B = 3	B = 4
A = 1	C = 1	1,10	1,30	1,50	1,70
	C = 2	1,20	1,45	1,70	1,95
	C = 3	1,30	1,60	1,90	2,20
	C = 4	1,40	1,75	2,10	2,45
A = 2	C = 1	1,30	1,55	1,80	2,05
	C = 2	1,45	1,75	2,05	2,35
	C = 3	1,60	1,95	2,30	2,65
	C = 4	1,75	2,15	2,55	2,95
A = 3	C = 1	1,50	1,80	2,10	2,40
	C = 2	1,70	2,05	2,40	2,75
	C = 3	1,90	2,30	2,70	3,10
	C = 4	2,10	2,55	3,00	3,45
A = 4	C = 1	1,70	2,15	2,40	2,75
	C = 2	1,95	2,35	2,75	3,15
	C = 3	2,20	2,65	3,10	3,55
	C = 4	2,45	2,95	3,45	3,95

Tab. 2.7 – koeficient k_2 (1 – minimální, 2 – střední, 3 – velmi vážné) [12]

Parametr D	Parametr E		
	E = 1	E = 2	E = 3
D = 1	1,00	1,00	1,20
D = 2	1,20	1,30	1,40
D = 3	1,40	1,50	1,60

Koeficienty $k_1 = 3,15$, $k_2 = 1,60$, celkový koeficient je 5,68, zaokrouhleně $k = 6$. [12]

1. Výpočet dovoleného zatížení pouzdra p_D [7], [12]

- koeficient zatížení pouzdra volím $k = 10$ podle teorie R. L. Nortona, jelikož podle této teorie vyšel koeficient bezpečnosti nejvyšší a také z důvodu vysokého zatížení ložiska a velkého ekonomického dopadu při poruše součásti.

$$p_{Dmax} = \frac{R_m}{k}$$

$$p_{Dmax} = \frac{490}{10}$$

$$p_{Dmax} = 49 \text{ MPa}$$

2. Výpočet otáček a obvodové rychlosti [7]

$$n = \frac{v_p}{\pi * D}$$

$$n = \frac{1,08}{\pi * 0,9}$$

$$n = 0,38 \text{ s}^{-1}$$

$$v_{\xi} = \pi * d * n$$

$$v_{\xi} = \pi * 0,2 * 0,38$$

$$v_{\xi} = 0,24 \text{ m/s}$$

3. Výpočet zatížení pouzdra [7]

- dovolené zatížení kluzného pouzdra při obvodové rychlosti čepu $v_{\xi} = 0,24 \text{ m/s}$ je asi 70 % maximálního dovoleného zatížení materiálu.

$$p_D = p_{Dmax} * 0,7$$

$$p_D = 49 * 0,7$$

$$p_D = 34,3 \text{ MPa}$$

$$p = \frac{F}{l * d_1}$$

$$p = \frac{896700}{0,26 * 0,2}$$

$$p = 17,3 \text{ MPa}$$

Maximální zatížení ložiska je menší než dovolené zatížení pro daný materiál a obvodovou rychlost.

2.3 Dílčí návrh č. 3

Třetí zlepšovací návrh je zároveň nejdražší návrh. Jedná se o kompletní změnu rozměru všech prvků v tribologickém uzlu. Tato část byla řešena za pomoci výpočetního software Autodesk Inventor Professional 2010.

Zvětšení rozměrů by dopomohlo ke snížení tlaku v ložiscích, ale finanční náklady na tuto změnu by zřejmě byly neporovnatelně vyšší oproti předpokládanému snížení tlaku, tudíž by tato změna nebyla rentabilní.

Vzhledem k mým omezeným znalostem MKP programů a práce s nimi je tato část pouze informativní a nelze ji brát jako definitivní. Pro detailní a nejpřesnější výsledky by bylo potřeba provést podrobnou pevnostní analýzu, nejlépe s dynamickým zatížením.

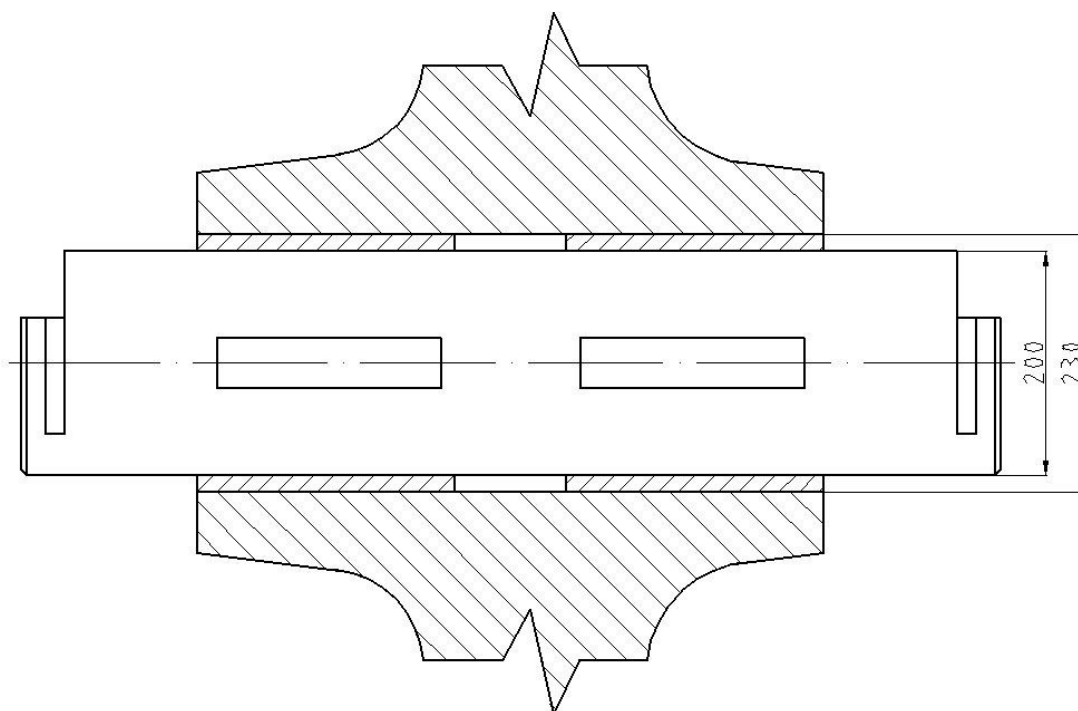
2.3.1 Původní stav - $d = 240$ mm

Pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2010 jsem vymodeloval kolo, ložiska a čep, které jsem poté vložil do sestavy a provedl výpočet pomocí metody konečných prvků – MKP. Zjištěné výsledky posloužily jako etalon pro porovnání maximálního napětí s upraveným kolem.

Rozměry, kterých se následná změna dotkla, jsou:

- vnější průměr čepu
- vnější a vnitřní průměr ložiska
- vnitřní průměr pojezdového kola

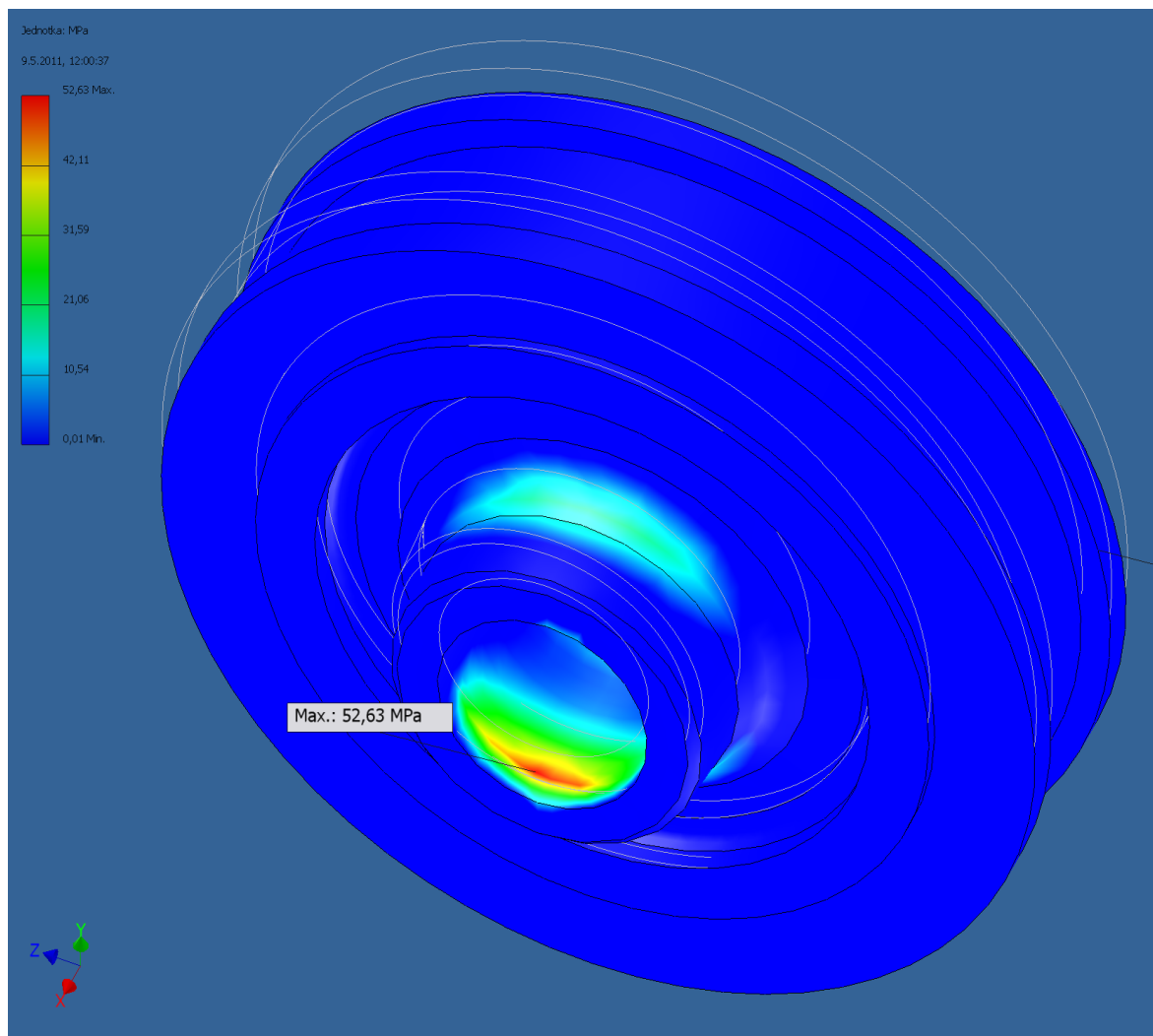
Schéma pojezdového kola s důležitými rozměry je na následujícím obrázku:



Obr. 2.2 - schéma pojezdového kola s rozměry

V programu Autodesk Inventor Professional jsem vymodeloval pojezdové kolo, ložiska a čep, který jsem ale zjednodušil tím, že jsem zanedbal mazací otvory a plošky, čímž se zkrátila doba výpočtu. Toto zjednodušení jsem si mohl dovolit, jelikož jsem prováděl pevnostní analýzu kola, nikoliv čepu.

Výsledky zatížení stávajícího kola jsou vidět na následujícím obrázku:

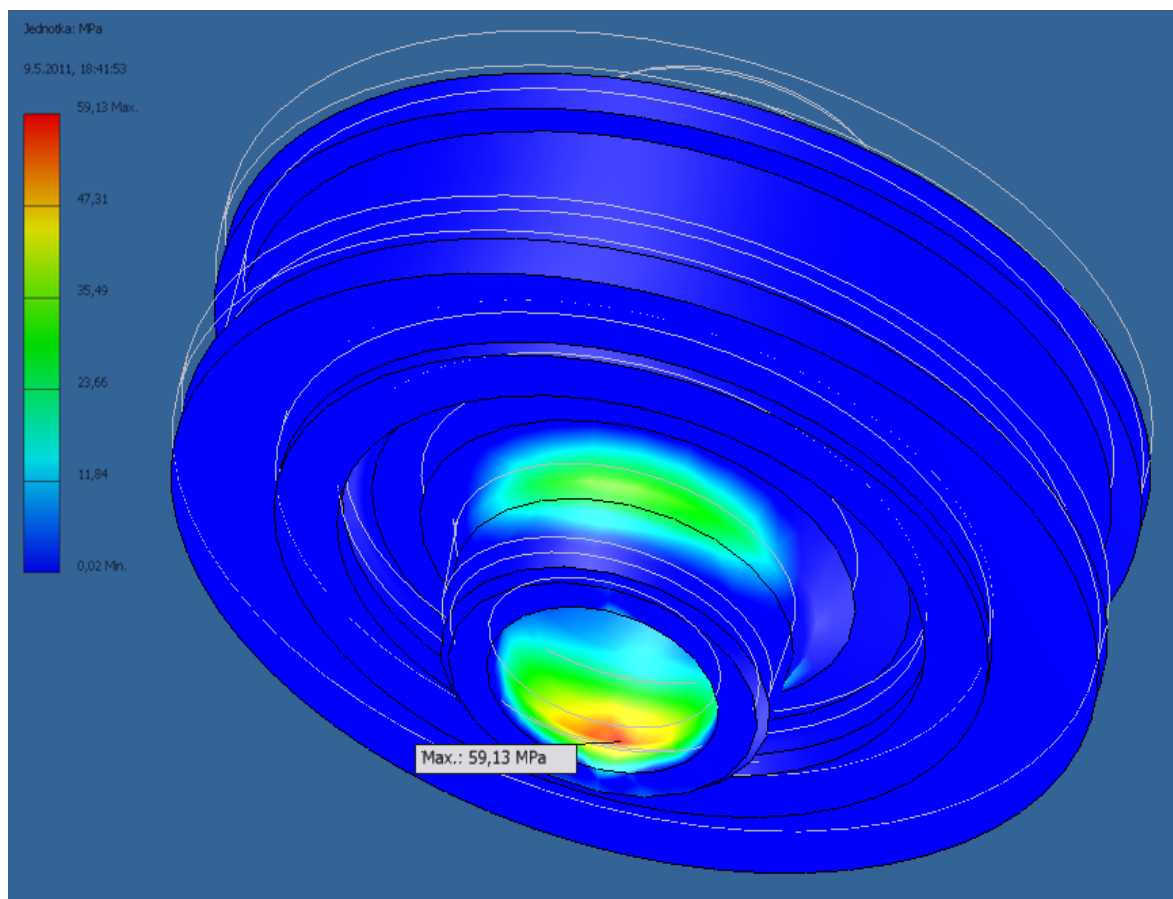


Obr. 2.3 – zatížené pojezdové kolo s vykresleným napětím

Jak je vidět, největší napětí podle teorie HMM se vyskytuje na náboji kola a jeho velikost je 52,63 MPa.

2.3.2 Upravený stav - d = 240 mm

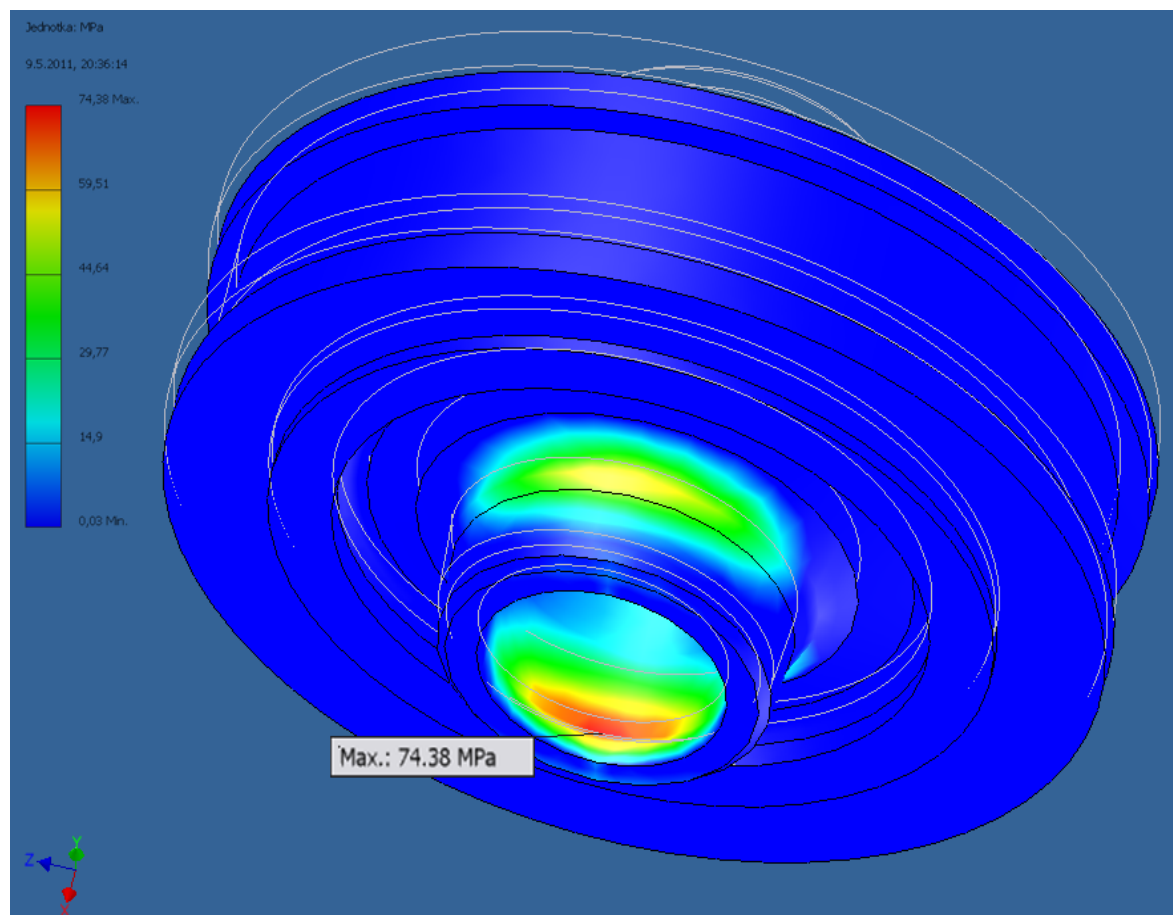
V tomto případě jsou rozměry zvětšeny z 230 mm, respektive 200 mm, na 240 mm, respektive na 210 mm a je znovu provedena pevnostní analýza při zachování stejného nastavení jako v prvním případě. Napětí se zvýšilo na 59,13 MPa, což činí nárůst zhruba 12 %.



Obr. 2.4 – zatížené pojezdové kolo s vykresleným napětím

2.3.3 Upravený stav - d = 255 mm

Nyní už jsou rozměry zvětšeny o 25 mm z 230 mm, respektive 200 mm, na 255 mm, respektive na 225 mm a je znovu provedena pevnostní analýza se stejným nastavením. Napětí se zvýšilo na 74,38 MPa, což je nárůst o 41 % oproti výchozímu stavu (d = 230), respektive o 26 % oproti minulému stavu (d = 240 mm).



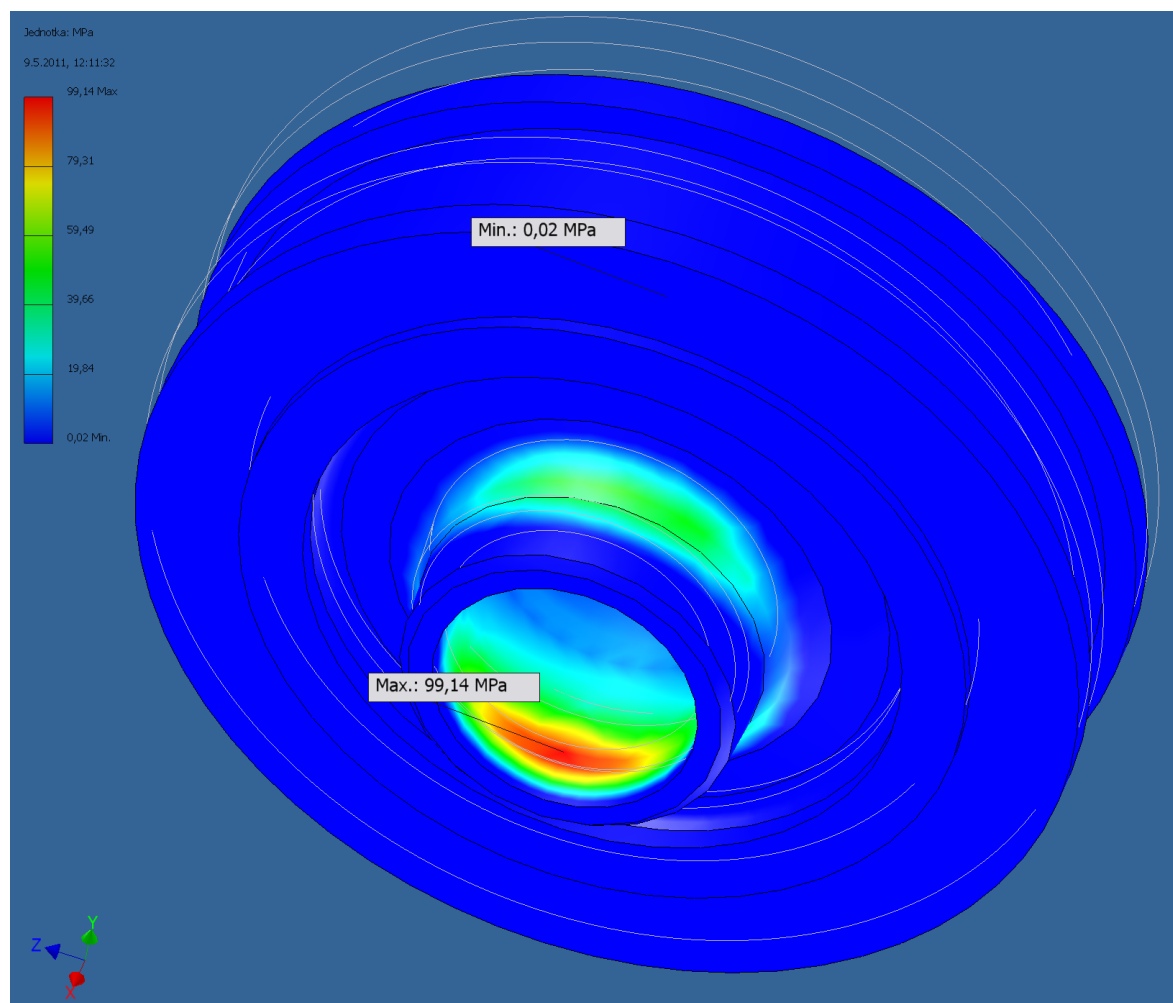
Obr. 2.5 – zatížené pojezdové kolo s vykresleným napětím

V tomto případě bych už zvětšení rozměrů nedoporučoval, jelikož nárůst napětí už je poměrně výrazný a mohlo by dojít ke kolapsu náboje kola.

2.3.4 Upravený stav - $d = 270$ mm

Nyní už jsou rozměry zvětšeny o 40 mm z 230 mm, respektive 200 mm, na 270 mm, respektive na 240 mm a je znovu provedena pevnostní analýza se stejným nastavením. Tato analýza však slouží pouze pro ukázkou růstu napětí a v žádném případě nedoporučuji rozměry takto zvětšovat.

Napětí se zvýšilo na 99,14 MPa, což je o více jak 88 % vyšší napětí oproti výchozímu stavu ($d = 230$), respektive o 33 % oproti předchozímu ($d = 255$ mm).



Obr. 2.6 – zatížené pojezdové kolo s vykresleným napětím

V tomto případě už hrozí kolaps náboji pojezdového kola, zvláště při převládajícím dynamickém a rázovém namáhání.

3 Aplikace na daný objekt

Aplikace na daný objekt je plně v rukou firmy Arcelor Mittal Ostrava, a.s., respektive v rukou Závodu 3 – Údržba. Je možné použít jednotlivé dílčí návrhy samostatně, přičemž by měl každý dílčí návrh pomoci ke zmenšení opotřebení a následného zadření ložiska. Nejlepší výsledků však lze dosáhnout zakomponováním prvního a druhého návrhu současně, třetí návrh je podle informací z firmy Arcelor Mittal Ostrava, a.s. nerealizovatelný, přesto je zde uveden pro orientaci v dané problematice.

3.1 Výměna plastického maziva

První dílčí návrh se zaměřil na výměnu nyní používaného maziva, které má nevyhovující vlastnosti. V ideově-technickém návrhu jsem uvedl dvě alternativy plastických maziv, přičemž první alternativa je nejvýhodnější vzhledem k tomu, že cena používaného a mnou navrhnutého maziva je téměř stejná a obě maziva pocházejí od stejného výrobce, a to MOL (Slovnaft).

Druhá alternativa plastického maziva je sice dvojnásobně dražší oproti první variantě, avšak mazivo nabízí ještě lepší vlastnosti, které by ještě více dopomohlo k zmenšení opotřebení. Přesto se domnívám, že první alternativa je výhodnější.

Tento návrh však není prioritní, hlavní problém je v konstrukci ložiska.

3.2 Změna konstrukce ložiska

Druhý dílčí návrh je zaměřen na změnu konstrukce ložiska. Toto je nejslabší část tribologického uzlu, ačkoli je zde použit velmi kvalitní materiál ložiska, jeho vysoké namáhání a nedostatečné mazání tuto výhodu degradují. Proto navrhuji do ložiska zapracovat mazací drážky, které by dokázaly udržet mazivo v ložisku po delší dobu. Rozměry a tvary mazacích drážek se řídí normou ČSN 01 5906. Zároveň také doporučuji upravit velikost mazacích ploch na čepu. Výkresy upraveného ložiska a čepu jsou přiloženy v přílohách.

3.3 Změna rozměrů pojezdového kola

Tato třetí část se zabývala pevnostní analýzou pojezdového kola s různě změněnými rozměry. Podle provedených pevnostních analýz se lze domnívat, že by neměl být problém zvětšit rozměr vrtání pojezdového kola na 240 mm a tomu úměrně vnitřní průměr ložiska na 210 mm. Tento předpoklad je ovšem nutno doložit detailní pevnostní analýzou pojezdového kola se započítáním všech reálných okrajových podmínek, provedenou v jiném a kvalitnějším MKP programu, než jakým je Autodesk Inventor Professional.

4 Konkrétní provozní vyhodnocení

Konkrétní provozní vyhodnocení je nemožné provést, protože po odevzdání mé bakalářské práce v Arcelor Mittalu Ostrava, a.s., bude následovat proces schvalování a přípravy výroby ložiska. Z toho důvodu je možné očekávat první výsledky nejdříve za 6 měsíce. Vzhledem k tomu, že současný stav je jedna z nejhorších možných kombinací, obě mnou navrhnuté změny budou v každém případě posun k lepšímu. Ovšem ani tak se daný problém nevyřeší, k vyřešení problému by bylo potřeba navrhnout kompletně nový jeřábový podvozek nejlépe s valivými ložisky, kde by odpadl problém se zadíráním. K tomu však při zadání bakalářské práce firmou Arcelor Mittal Ostrava, a.s. nebylo svoleno, tudíž jsem se v maximální míře snažil využít daných mantinelů a problém vyřešit tak nejlépe, jak jen bylo možné.

Seznam příloh

Příloha A: Výrobní výkres ložiska: ADO004 – SB3DIA01 – BP – V01

Příloha B: Výrobní výkres čepu: ADO004 – SB3DIA01 – BP – V02

Příloha C: CD s úplným textem a výrobní dokumentací

Seznam použité literatury

- [1] DRAŽAN, František; KUPKA, Ladislav; a kol. *Jeřáby*. Vyd. 1. Praha: SNTL, 1968. 664 s.: il.
- [2] REMTA, František; KUPKA, Ladislav; DRAŽAN, František. *Jeřáby: 1. díl. 2.*, přeprac. a dopl. vyd. Praha: SNTL, 1974. 648 s.: il.
- [3] HELEBRANT, František; ZIEGLER, Jiří; MARASOVÁ, Daniela. *Technická diagnostika a spolehlivost I. : Tribodiagnostika*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2001. 155 s. ISBN 80-7078-883-6 (brož.).
- [4] SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTUM, 2010. xxv, 1159 s.: il. s. ISBN 978-80-214-2629-0 (váz.).
- [5] *Tribotechnika*. Emil Šafr. Vyd. 1. Praha: SNTL, 1984. 297 s.: il. s.
- [6] BLAŠKOVIČ, Pavel; BALLA, Jozef; DZIMKO, Marián. *Tribológia*. 1. vyd. Bratislava: Alfa, 1990. 360 s.: il. s. ISBN 80-05-00633-0.
- [7] RAŠKA; *Výpočet zatížení podvozků 300t jeřábu*. Ostrava: NOVÁ HUŤ – Projekce, 2001. 10 s.
- [8] ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů. Výpočet podle mezních stavů..* [s. I.] : Český normalizační institut, 1. 8. 1990. 68 s.
- [9] ČSN 01 5906. *Mazací otvory, drážky a kapsy pro kluzná uložení*. [s. I.] : Český normalizační institut, 1974. 12 s.
- [10] Veem TRADING [online]. 2005 [cit. 2011-04-03]. Obložení kluzných drah - BIPLAST. Dostupné z WWW: <<http://www.veemtrading.cz/katalogy/dalsi/Biplast.pdf>>.
- [11] Arcelor Mittal Ostrava [online]. 2007 [cit. 2011-04-03]. Historie společnosti. Dostupné z WWW: <http://www.arcelormittal.com/ostrava/AM_history_s2_cz.html>.
- [12] MITCalc - Mechanical, Industrial and Technical Calculations for many CAD systems [online]. 2003 [cit. 2011-05-04]. Koeficient bezpečnosti. Dostupné z WWW: <<http://www.mitcalc.com/>>.

[13] *Vitcrane* [online]. 2010 [cit. 2011-05-10]. Katalog jeřábů. Dostupné z WWW: <<http://www.vitcrane.cz/>>.

[14] *KRÁLOVO POLE CRANES* [online]. 2009 [cit. 2011-05-10]. MOSTOVÉ JEŘÁBY. Dostupné z WWW: <http://www.kpc.cz/cze/cranes/overhead/cz_ovrhd.htm>.

[15] *Slovnaft* [online]. 2011 [cit. 2011-05-10]. Komplexné plastické mazivá. Dostupné z WWW: <http://www.slovnaft.sk/sk/obchodni_partneri/vyrobky/maziva_a_autochemikalie/plasticke_maziva/komplexne_plasticke_maziva/mol_alubia_ak_2_komplexne_hlinito_plasticke_mazivo/>.

[16] *MOGUL* [online]. (c) 2011 [cit. 2011-05-10]. *Plastická maziva průmyslová*. Dostupné z WWW: <<http://www.mogul.cz/produkty/KatalogProduktu.aspx?podskupina=64>>.

[17] *Tribotec* [online]. 2008 [cit. 2011-05-10]. Vícepotrubní systém. Dostupné z WWW: <<http://www.tribotec.cz/tribotec/cz/>>.

[18] BEDRLÍK, David. *Dotaz ohledně mech. vlastností materiálu SogMs* [online]. 26. dubna 2011 11:56; [cit. 2011-05-10]. Osobní komunikace.

[19] *Heureka.cz* [online]. c2000 [cit. 2011-05-16]. Můj nákupní rádce. Dostupné z WWW: <<http://www.heureka.cz/>>.

Poděkování

Chtěl bych poděkovat všem těm, kteří mi pomáhali a podporovali mě při tvorbě bakalářské práce, zejména oponentovi panu Ing. Miloslavu Sládkovi za odborné rady a směřování, dále panu Ing. Janu Blatovi za vedení při tvorbě bakalářské práce a za poskytnutí odborné literatury, a také své rodině a přítelkyni za podporu a trpělivost během tvorby bakalářské práce.